

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

В. Х. Далека, Д. Ю. Зубенко

Конспект лекцій

з дисципліни

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Частина I

(для студентів 4 курсу всіх форм навчання
за напрямом підготовки 6.050702 «Електромеханіка»)

ХАРКІВ ХНАМГ 2008

Далека В. Х. Конспект лекцій з дисципліни «Двигуни внутрішнього згоряння». Частина І. (для студентів 4 курсу всіх форм навчання за напрямом підготовки 6.050702 «Електромеханіка») / В. Х. Далека, Д. Ю. Зубенко; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2008. – 54с.

Автори: В. Х. Далека,
Д. Ю. Зубенко

Рецензент: доцент кафедри «Електричний транспорт», канд. техн. наук
А. В. Коваленко

Рекомендовано кафедрою ЕТ,
протокол № 9 від 7 грудня 2007 р.

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння належать до найпоширенішого й численного класу теплових двигунів, тобто таких двигунів, у яких теплова енергія, яка виділяється при згорянні палива, перетворюється на корисну роботу. У теплових двигунах процеси згоряння палива, виділення теплоти й перетворення її в механічну енергію відбуваються безпосередньо у середині двигуна.

До двигунів внутрішнього згоряння відносяться: поршневі двигуни, газові турбіни й реактивні двигуни.

Принципові схеми двигунів внутрішнього згоряння показані на рис.1.

Основними деталями поршневого двигуна (рис. 1, а) є: циліндр 2, кришка 3 циліндра, картер 7, поршень 4, шатун 5 і колінчастий вал 6. Паливо й повітря, необхідні для згоряння, вводяться в циліндр двигуна, обмежений днищем кришки, стінками циліндра й поршнем. Гази, що утворюються при згорянні, і мають високу температуру, створюють тиск на поршень і переміщують його в циліндрі. Поступовий рух поршня через шатун передається на колінчастий вал, встановлений в картері, і перетворюється в обертовий рух вала.

У газових турбінах (рис. 1, б) спалювання палива відбувається в спеціальній камері згоряння 8. Паливо до неї подається насосом 7 через форсунку. Повітря, необхідне для горіння, нагнітається в камеру згоряння за допомогою компресора 11, що встановлений на одному валу з газовою турбіною 10. Продукти згоряння через напрямний апарат 9 надходять на лопатки робочого колеса турбіни 10.

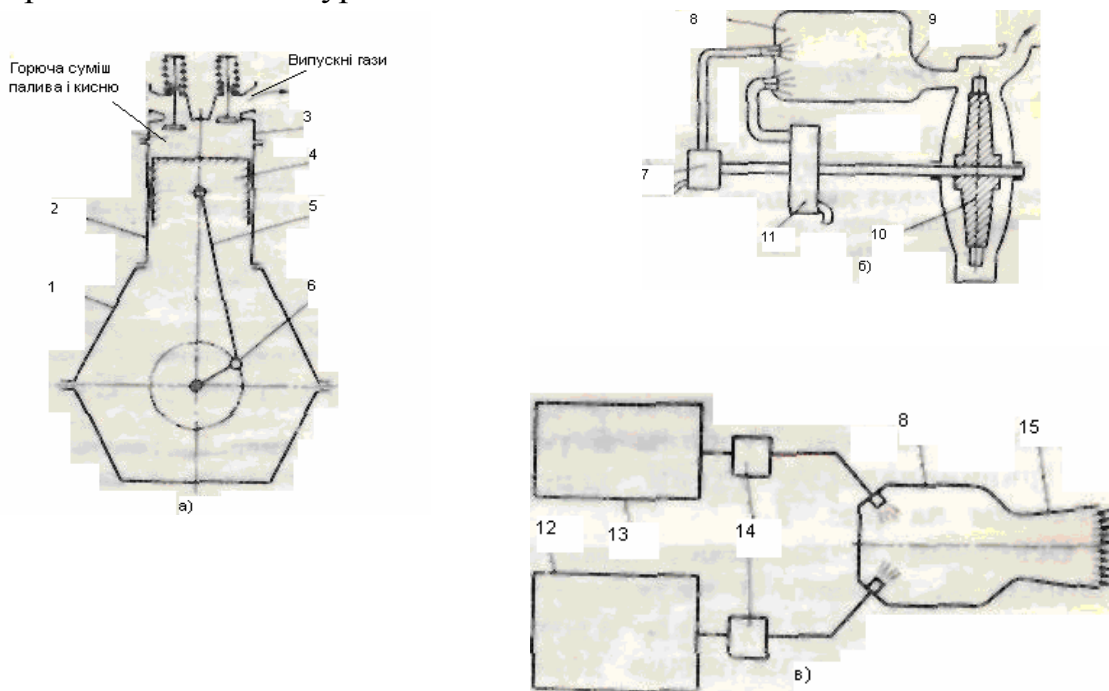


Рис. 1. - Принципові схема двигунів внутрішнього згоряння:

а - поршневий двигун; б - газова турбіна; в - рідинний реактивний двигун; 7 - картер; 2 - циліндр; 3 - кришка циліндра; 4 - поршень; 5 - шатун; 6 - колінчастий вал; 1 й та 14 - насоси; 8 - камера згоряння; 9 - напрямний апарат; 10 - турбіна; 11 - компресор; 12 й та 13 - баки; 15 – сопло

Газові турбіни, що мають тільки обертові деталі, можуть працювати з високим числом обертів. Крім того, на лопатках турбіни можна більш повно використати енергію гарячих газів. Основним недоліком газових турбін є порівняно невисока економічність і робота лопаток у середовищі газу з високою температурою (зниження температури газів для підвищення надійності лопаток погіршує економічність турбіни).

Газові турбіни широко використовуються як допоміжні агрегати в поршневих і реактивних двигунах, а так само як самостійні силові установки. Застосування жаростійких матеріалів дозволяє підвищити показники газових турбін і розширити область їхнього використання.

У рідинних реактивних двигунах (рис. 1, в) рідинне паливо й окислювач тим або іншим способом (наприклад, насосами 14 подаються з баків 12 й 13 під тиском у камеру згоряння 8. Продукти згоряння розширюються в соплі 15 і викидаються у навколишнє середовище з великою швидкістю. Витікання газів із сопла є причиною виникнення реактивної сили (сили тяги) двигуна. Особливістю реактивних двигунів варто вважати те, що сила тяги їх майже не залежить від швидкості руху реактивної установки, а потужність її зростає зі збільшенням швидкості надходження у двигуні повітря, тобто з підвищенням швидкості руху. Ці властивості використовують в турбореактивних двигунах в авіації. Основний недолік реактивних двигунів - відносно низька економічність.

Найбільш економічними є поршневі двигуни внутрішнього згоряння. Основним недоліком цих двигунів слідує наявність кривошипно-шатунного механізму, що ускладнює конструкцію й обмежує можливість підвищення числа обертів.

У наш час велике поширення одержали так звані комбіновані двигуни.

Комбінованим двигуном внутрішнього згоряння називають двигун, що складається з поршневого двигуна, компресійних і розширювальних машин (або пристроїв), а також пристроїв для підведення й відводу теплоти, об'єднаних між собою газовим зв'язком.

Ефективна робота в такій установці передається споживачеві валом поршневого двигуна або валом іншої розширювальної машини або обома валами одночасно. Кількість компресійних і розширювальних машин, їхні типи й конструкція, зв'язок з поршневим двигуном і між собою визначаються призначенням комбінованого двигуна, його конструктивною схемою і умовами експлуатації. Найбільш компактним й економічними є комбіновані турбопоршневі двигуни, у яких продовження розширення випускних газів поршневої частини й попередній стиск свіжого заряду виробляються в турбомашинах, причому віддача потужності споживачеві частіше здійснюється через вал поршневої частини.

Основними перевагами комбінованого двигуна є його малі обсяг і маса, що припадають на 1 к. с. (кінську силу), і, що не менш важливо, висока економічність, яка перевершує економічність звичайного поршневого двигуна.

Комбінований двигун, одна із широко розповсюджених схем якого показана на рис. 2, складається з поршневого двигуна внутрішнього згоряння 1, газової турбіни 2 і компресора 3. Випускні гази з поршневого двигуна, які мають ще високі температуру й тиск, віддають свою енергію лопаткам робочого колеса газової турбіни, яка приводить у дію компресор. Компресор засмоктує повітря з атмосфери й під певним тиском нагнітає його в циліндри поршневого двигуна.

Збільшення наповнення циліндрів двигуна повітрям шляхом підвищення тиску на впуску називають наддуванням. При наддуванні щільність повітря підвищується й, отже, збільшується кількість свіжого заряду, що заповнює циліндр при впуску, в порівнянні із зарядом повітря в тому ж двигуні без наддуву.

Для того щоб паливо, яке вводиться у циліндр, згоріло, потрібне певна кількість повітря (для повного згоряння 1 кг рідкого палива теоретично необхідно близько 15 кг повітря). Тому чим більше повітря надійде в циліндр, тим більше палива можна спалити в ньому, тобто одержати більшу потужність.

Комбіновані двигуни в порівнянні з двигунами без наддуву характеризуються не тільки більшою високою потужністю, але й кращою економічністю внаслідок використання частини енергії випускних газів.

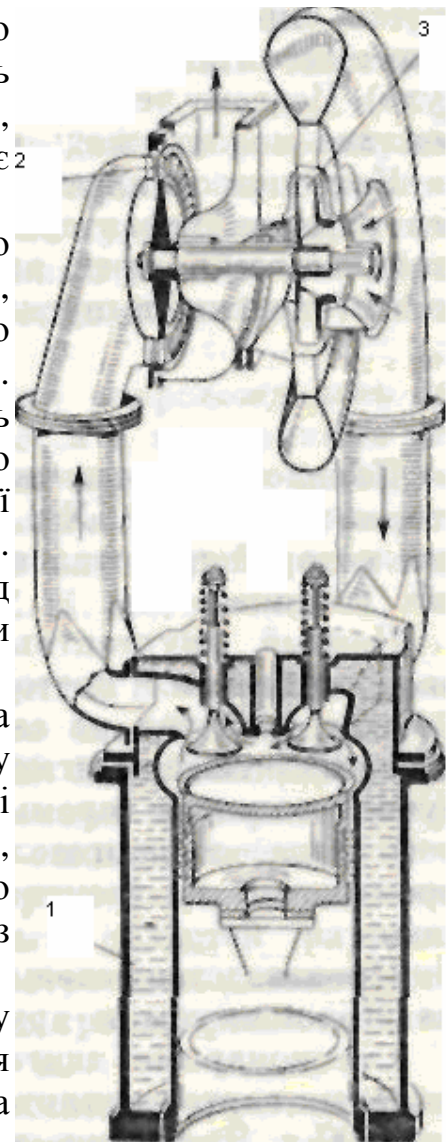


Рис. 2. - Схема комбінованого двигуна:

- 1 - двигун внутрішнього згоряння;
- 2 - газова турбіна;
- 3 - компресор

Поява поршневих двигунів внутрішнього згоряння в другій половині ХІ ст. була викликана розвитком промисловості, для якої був потрібний більше досконалий двигун, ніж парова машина.

Перший двотактний двигун Лемуара із золотниковим розподілом і стороннім джерелом запалювання, створений в 1800 р., працював на світільному газі. Побудований Отто в 1887 р. чотиритактний двигун витрачав удвічі менше газу й одержав широке промислове застосування. Крім

світильного газу, в двигунах почали використатися генераторні, промислові (доменні), природні й попутні нафтові гази.

Виробництво газових двигунів у Росії почалося в 1908 р. на Коломенському та інших заводах.

Стаціонарні двигуни, що працюють на гасі й більш важких сортах палива, з'явилися в ряді країн у період 1884 - 1890 рр. Запалювання в цих двигунах здійснювалося за допомогою калоризатора, що являє собою порожню масивну кулю, з'єднану з камерою стиску; на розпечену поверхню цієї кулі подається паливо. Подібні двигуни, які стали випускатися з 1890 р. (їх часто називали нафтовими), у Росії мали велике поширення.

Двотактний, калоризаторний двигун заводу Е. Нобеля (нині "Русский дизель") в 1893 р. одержав вищу нагороду на Всесвітній виставці в Чикаго. В 1899 р. той же завод випустив перший промисловий чотиритактний двигун із запаленням від стиску, який на відміну від двигуна, запропонованого Р. Дизелем (1897 р.), працював не на гасі, а на сирій нафті та різних її погонах. Двигун витрачав значно менше палива й відрізнявся оригінальністю конструкції. Тільки з переходом на сиру нафту двигун із запаленням від стиску одержав визнання як найбільш економічний двигун, що обумовило велике його поширення у промисловості всіх країн.

У 1908 р. Коломенський завод побудував горизонтальний двотактний реверсивний дизель із протилежно рухомими поршнями, набагато випередивши фірми Юнкерс і Фербенкс-Морзе, які значно пізніше почали робити двигуни такого типу (дизелі).

У Росії з самого початку виробництва дизелів розгорнулися роботи зі створення вітчизняних оригінальних конструкцій. До їхнього числа відносяться перший реверсивний судновий чотиритактний дизель потужністю 120 к. с, побудований в 1908 р., V-подібний (найбільш легкий) двигун потужністю 200 к. с. (1911 р.) з питомою масою 10 кг/к. с. та ін.

Розвиток вітчизняного дизелебудування супроводжувалося розробкою питань теорії робочого процесу й конструкції двигунів. Уже в 1906 р. В. І. Гриневецький запропонував метод теплового розрахунку робочого циклу, покладений в основу сучасної теорії процесів поршневих двигунів внутрішнього згоряння, розвинутий надалі Н. Р. Брилінгом, Е. К. Мазінгом, Б. С. Стечкиним та ін.

Теоретичні основи робочих процесів комбінованих двигунів і перші їхні конструктивні схеми були розроблені В. І. Гриневецьким (1906 р.) і Л. Н. Шелестом (1912 р.).

Було організоване виробництво двигунів для різних областей народного господарства: автомобілебудування, тракторобудування, авіації, морського й річкового флоту, залізничного транспорту, будівельного й дорожнього машинобудування і т.ін.

Були створені спеціальні науково-дослідні інститути, в яких ведуться розрахункові й дослідницькі роботи із створення нових зразків поршневих двигунів внутрішнього згоряння, в тому числі комбінованих.

Широко відомі комбіновані двигуни конструкції А. А. Мікуліна, В. Я. Климова, А. Д. Швецова, А. Д. Чаромського, В. А. Константинова, В. М. Яковлева, П. М. Мерлиса і т. ін.

Після 1945 р. були створені комбіновані поршневі двигуни внутрішнього згоряння різних типів. Із числа оригінальних вітчизняних конструкцій, розроблених в останні роки, слід відзначити: тепловозні дизелі з газотурбінним наддувом потужністю 2000-3000 к. с., двигуни для швидкохідних суден потужністю 1200-3000 к. с, головні суднові двигуни потужністю 3000-9000 к. с.

1. Паливо для двигунів

Робочий цикл двигуна внутрішнього згоряння здійснюється в результаті виділення теплоти при хімічних реакціях згоряння палива безпосередньо в циліндрі двигуна.

Як паливо для двигунів використовуються рідкі нафтопродукти (бензин, дизельне паливо, важке дизельне паливо) і горючі гази, основну частину яких становлять вуглеводні.

Останні мають високу теплоту згоряння, легко утворюють із повітрям горючу суміш, що згоряє з великою швидкістю. Продукти повного згоряння вуглеводнів не містять компонентів, що шкідливо діють на деталі двигуна і отруйнюють атмосферне повітря. При звичайних умовах вуглеводні являють собою стабільні з'єднання, що забезпечує сталість фізико-хімічних властивостей палива при тривалому їхньому зберіганні й транспортуванні.

Тверде паливо може бути використано тільки при переробці його в рідке або в горючий газ. Безпосереднє застосування твердого палива у двигуні внутрішнього згоряння, як показали досліди, викликає неприпустимий знос деталей двигуна зольними компонентами, що є у продуктах згоряння.

Найважливішою якістю будь-якого палива є теплота згоряння, тобто кількість теплоти, що виділяється при його повному згорянні. Звичайно теплоту згоряння газоподібного палива відносять до 1 м^3 при температурі 0°C і тиску 760 мм рт. ст., а рідкого - до 1 кг за тих самих умов.

Більш висока теплота згоряння палива забезпечує менші витрати його у двигуні. Це особливо важливо для транспортних двигунів, тому що дозволяє збільшувати радіус дії установки при заданому запасі палива.

Паливо й повітря, необхідні для згоряння, залежно від фізичних властивостей палива, подаються в циліндр двигуна спільно або окремо.

При використанні газоподібних і легко парових рідких палив (наприклад, бензину) підготовка їх до згоряння, як правило, здійснюється поза циліндром двигуна у спеціальних пристроях. Горючий газ або пари легко парового рідкого палива надходять у циліндр у вигляді горючої суміші палива з повітрям.

При застосуванні рідких палив з недостатньою випаровуваністю утворення горючої суміші з парів палива й повітря здійснюється усередині циліндра двигуна. Повітря надходить у циліндр окремо, а потім у нагрітий

внаслідок високого стиску повітря вводиться рідке паливо в дрібнорозсіпчатому вигляді. Крапельки розпиленого палива нагріваються в середовищі повітря, що має високу температуру, і переходять у пароподібний стан.

При проектуванні нового двигуна обов'язково вказують вид палива, на якому двигун працюватиме, тому що властивості палива визначають особливості конструкції двигуна. Для характеристики конструктивних особливостей двигуни часто називають за родом використовуваного палива. Наприклад, двигуни, які працюють на газоподібному паливі, називають газовими двигунами, а двигуни, що працюють на бензині, - бензиновими.

У двигуні слід використовувати те паливо, яке за фізико-хімічними властивостями відповідає конструкції і умовам експлуатації двигуна; це необхідно для забезпечення його тривалої і надійної роботи.

Фізико-хімічні властивості палива характеризуються оціночними показниками, величина яких визначається державними стандартами. Одні із цих показників впливають на протікання робочого циклу двигуна й надійність його роботи, інші визначають можливість застосування палива в різних умовах експлуатації.

1.1. Газоподібне паливо

Як газоподібне паливо у двигунах внутрішнього згоряння застосовують природні гази, які добувають із чисто газових родовищ, промислові гази при видобутку й переробці нафти, каналізаційні гази й гази, одержувані з різних твердих палив шляхом газифікації.

Залежно від фізичного стану й методу одержання газоподібного палива розрізняють зріджений газ, стиснений газ, генераторний газ та ін.

(Зріджені гази – це суміші вуглеводнів, які при 20° С и тиску 760 мм рт. ст. газоподібні, а при зниженні температури або підвищенні тиску перетворюються в рідину).

Газоподібне паливо є механічною сумішшю різних горючих й інертних газів. До складу газоподібного палива можуть входити у різних співвідношеннях метан CH_4 і вуглеводні виду $\text{C}_n \text{H}_m$, окис вуглецю CO , вуглекислий газ CO_2 , водень H_2 та інертні гази, в основному азот N_2 . Головним компонентом природних і каналізаційних газів є метан, зміст якого досягає 85-97%. У промислових газах міститься 30-70% метану, іншу частину становлять більш важкі вуглеводні метанового ряду.

У більшості горючих газів є волога, шкідливі й забруднюючі домішки. До шкідливих домішок відносяться: сірководень, бензол, аміак, ціаністи з'єднання, нафталін, до забруднюючих домішок - механічні домішки й смолисті речовини.

Для попередження корозії і забезпечення безперебійної та надійної роботи двигунів, газових апаратів й устаткування мережних і газонаповнювальних станцій вміст у газоподібному паливі вологи й шкідливих

забруднюючих домішок строго обмежений й допускається тільки в незначних кількостях.

Вибір газу як паливо для двигунів внутрішнього згорання визначається його здатністю до запалення і швидкістю поширення полум'я в газоповітряній суміші.

1.2 Рідинне паливо

Рідинне паливо, що застосовується у двигунах внутрішнього згорання, одержують в основному в результаті переробки нафти. Застосовують також синтетичне рідинне паливо, що виробляється з різних видів твердих палив і газів.

Рідке паливо звичайно являє собою суміш вуглеводнів різних груп. До їхнього складу входять парафінові, нафтеніві й ароматичні вуглеводні. У рідких паливах, отриманих у результаті деяких видів термічної переробки нафтопродуктів, наприклад у бензинах, вироблених шляхом крекінгу, містяться й ненасичені (неграничні) вуглеводні.

Фізико-хімічні властивості палива залежать від співвідношення вхідних до його складу зазначених груп вуглеводнів. Елементарний склад характеризує вміст у паливі окремих хімічних елементів. Нафтове рідке паливо складається в основному з вуглецю С (85-87%), водню Н (12,5-14,7%) і невеликої кількості кисню О (0-0,5%). Іноді в паливі в незначних кількостях містяться сірка S й азот N₂.

Залежно від умов здійснення робочого циклу (способу сумішоутворення та запалювання) у двигунах внутрішнього згорання до основних фізико-хімічних властивостей палива ставляться різні вимоги.

Рідкі палива для двигунів внутрішнього згорання за основними показниками діляться на дві групи:

- 1) палива для карбюраторних двигунів;
- 2) палива для двигунів із запаленням від стиску (дизелів).

Паливо, на якому працює двигун, повинне відповідати його призначенню й умовам експлуатації.

Випаровуваність - найважливіший показник якості рідкого палива т. б здатність переходити в пароподібний стан. Від випаровуваності палива істотно залежить протікання усіх фаз робочого циклу, його економічність, а також пускові характеристики двигуна.

Випаровуваність рідинного палива характеризується фракційним складом, що показує відсотки (за обсягом) зміст вуглеводнів палива, що википають до тієї або іншої температури. Графік залежності обсягу парового палива від температури називається кривою фракційного розгону (рис. 1.1).

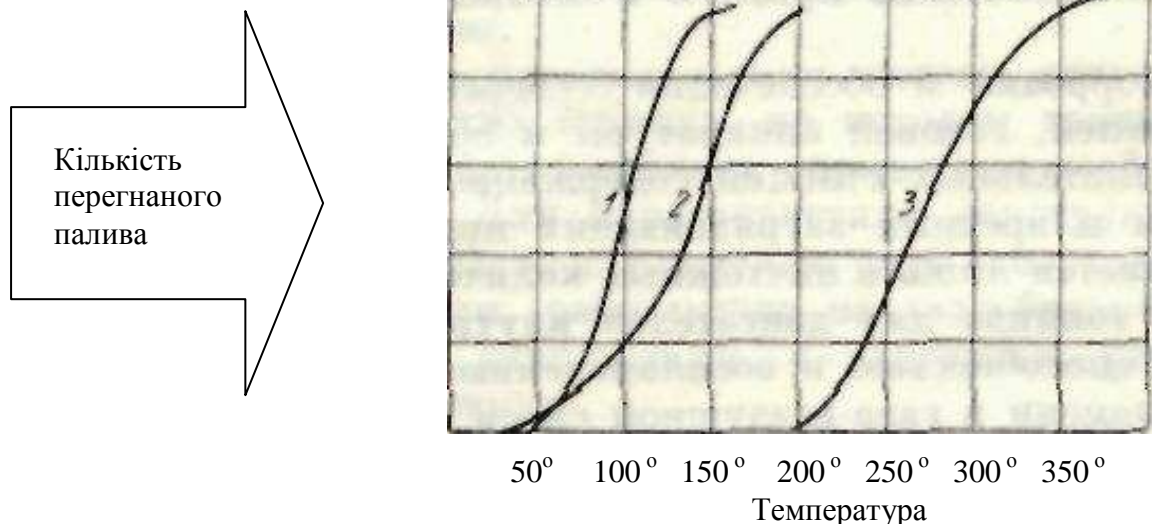


Рис. 1.1 - Криві фракційного розгону різних видів палива:

1 - авіаційний бензин; 2 - автомобільний бензин; 3 - дизельне паливо

В'язкість. Показником якості рідкого палива, що впливає на процеси топливоподачі й розпилювання, служить коефіцієнт кінематичної в'язкості. В'язкість палива зростає в міру обважнення його фракційного складу. Зі зниженням температури в'язкість палива збільшується, що ускладнює процес топливоподачі. У палив зі значною в'язкістю вона в більшій мері залежить від температури. Так, наприклад, при зниженні температури від 20 до -20° С коефіцієнт кінематичної в'язкості бензинів зростає приблизно в 2 рази, а дизельного палива - більш ніж в 5-10 разів.

1.3. Детонаційна стійкість.

Одним з найважливіших показників якості палива для карбюраторних двигунів є його детонаційна стійкість, від якої залежить нормальне поширення полум'я при згорянні. При невідповідності детонаційної стійкості палива ступеня стиску двигуна порушується нормальне протікання процесу згорання в циліндрі відбувається детонаційне згорання, пов'язане з виникненням ударних хвиль у камері згорання внаслідок об'ємного самозапалювання частини палива.

Робота двигуна на детонаційному режимі неприпустима, тому що пов'язана з перегрівом двигуна, падінням потужності, появою металевих стукотів у циліндрі, сажі у випускних газах. При тривалій роботі двигуна з детонацією можливе прогорання поршнів, клапанів і руйнування підшипників.

Детонаційна стійкість палива залежить від його групового (хімічного) складу. Найбільшою детонаційною стійкістю володіють ароматичні й ізопарафінові вуглеводні, найменшої - нормальні парафінові вуглеводні; нафтеніві вуглеводні займають проміжне положення. Тому що співвідношення між зазначеними групами вуглеводнів міняється в паливах у широких межах, то за інших рівних умов кожному паливу відповідає свій максимально

припустимий ступінь стиску. Для забезпечення нормального протікання процесу згоряння необхідно застосовувати паливо, за якого двигун на всіх режимах працює без детонації.

Детонаційна стійкість палива визначається в спеціальному двигуні за стандартних умов випробування. Високою детонаційною стійкістю серед вуглеводнів володіє ізооктан (його стійкість приймається за 100 одиниць), найменшої - нормальний гептан (його стійкість дорівнює нулю).

Детонаційна стійкість бензину характеризується октановим числом, тобто процентним (за обсягом) вмістом ізооктану в такій суміші з нормальним гептаном, що по детонаційній стійкості рівноцінна даному паливу. Так, наприклад, якщо досліджуване паливо при випробуваннях детонує так само, як суміш, що містить 70% ізооктану й 30% нормального гептану, то октанове число такого палива дорівнює 70.

Чим більше октанове число палива, тим вище максимально припустимий ступінь стиску, при якій паливо буде згоряти без детонації. Різні бензини мають октанові числа 70- 100; октанове число палива, що має детонаційну стійкість, кращу ніж ізооктан, оцінюється за умовною шкалою октанових чисел.

1.4. Схильність до запалення.

Схильність до спалахування - один з найважливіших показників якості палива для дизелів. Паливо, що володіє великою схильністю до загоряння, забезпечує більш сприятливе протікання процесу згоряння, без різкого підвищення тиску й появи у зв'язку із цим стукотів у циліндрі. Розгоряння дизельних палив залежить від групового хімічного складу. Найбільшою схильністю до спалахування володіють вуглеводні нормального парафінового ряду (спалахування цетана приймається за 100 одиниць), найменшої - вуглеводні ароматичного ряду (спалахування альфаметилнафталіну - 0 одиниць); нафтові вуглеводні займають проміжне положення.

Схильність до спалахування дизельних палив оцінюється цетановим числом, що визначається в спеціальному двигуні за стандартних умов випробування. Цетановим числом називається процентне (за обсягом) зміст цетана в такій суміші з альфаметилнафталіном, що має таку ж схильність до запалення, як і дане паливо. Так, якщо досліджуване паливо має таку ж схильність до спалахування, як суміш, що містить 45% цетана й 55% альфаметилнафталіну, то його цетанове число дорівнює 45. Дизельне паливо для швидкохідних дизелів повинне мати цетанове число 40-60 одиниць.

Домішки. Поряд зі специфічними вимогами до фізико-хімічних властивостей палива, що визначає протікання робочого циклу двигуна, до всіх рідких палив рівною мірою пред'являються й загальні вимоги, пов'язані з надійною й безперебійною роботою двигуна.

Для попередження механічного й корозійного зношування деталей двигуна, в першу чергу паливотвідаючої апаратури, рідке паливо не повинно

містити механічних домішок, води й кородуючих речовин (активних сірчистих з'єднань, неорганічних кислот і лугів).

Температура кристалізації. Можливість застосування палива у різних кліматичних умовах характеризується температурою кристалізації, за якої кристали, що випадають із палива, вуглеводнів перешкоджають його подачі через фільтри в жиклери чи форсунки, або температурою застигання, за якої заправні операції з паливом стають неможливими без його спеціального підігріву.

1.5. Згоряння палива

Для згоряння палива відомого елементарного складу потрібна цілком певна кількість кисню, обумовлена зі стехіометричних співвідношень, а отже, і відповідна кількість повітря.

Згоряння палива з теоретично необхідною кількістю повітря є окремим випадком згоряння.

Залежно від організації робочого процесу двигуна, співвідношення між кількістю повітря й кількістю палива, що надходять у циліндр, може змінюватися. На кожен масову або об'ємну одиницю палива може припадати кількість повітря, більше або менше теоретично необхідного. Відношення дійсної кількості повітря до теоретично необхідного називається коефіцієнтом надлишку повітря альфа α .

Коефіцієнт надлишку повітря α , що визначає співвідношення кількості повітря й палива в горючій суміші, характеризує її якість. При збільшенні коефіцієнта надлишку повітря α суміш робиться більше бідною, тому що зменшується відносна кількість палива в суміші; навпаки, при зменшенні коефіцієнта надлишку повітря α суміш стає багатшою.

За коефіцієнта надлишку повітря $\alpha = 1$ все паливо, що уведене в циліндр, практично не може згоріти до кінцевих продуктів окислювання. Це відбувається внаслідок неможливості одержання такої зробленої суміші палива з теоретично необхідною кількістю повітря, у якому кожна частка палива була б забезпечена необхідною для її згоряння кількістю кисню. Повне згоряння палива можливе тільки при $\alpha > 1$. Тому більша частина двигунів внутрішнього згоряння працює з $\alpha > 1$. Однак в бензинових двигунах автомобільного й авіаційного типів за деяких режимів роботи можливий коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1$ або $\alpha < 1$. Паливо за цих режимів згоряє тільки частково й економічність двигуна погіршується, але потужність зростає.

Згоряння, при якому всі горючі частини палива перетворюються в кінцеві продукти окислювання, називається повним згорянням палива. При неповнім згорянні палива утворюється водень H_2 і окис вуглецю CO або вуглець палива C зберігається в продуктах згоряння у вигляді сажі.

У двигунах внутрішнього згоряння паливо згоряє в замкнутому обсязі циліндра. Ефективність використання цього обсягу характеризується кількістю одержуваної роботи, а отже, кількістю теплоти, що виділяється в циліндрі в

результаті згоряння горючої суміші. Таким чином, ефективність використання обсягу залежить від об'ємної теплоти згоряння горючої суміші, тобто кількості теплоти, що виділяється при повнім згорянні одиниці об'єму суміші.

Об'ємна теплота згоряння горючої суміші залежить від елементарного складу палива й коефіцієнта надлишку повітря.

2. Закони термодинаміки. Основні термодинамічні поняття

Матерії властиві різні форми руху: механічна, теплова, хімічна, електрична і т.ін. Загальною мірою різних форм руху матерії є енергія. Згідно із законом зберігання матерії, енергія не може створюватися, чи знищуватися, а може тільки перетворюватися із одного виду (форми) в інший в строго визначених співвідносинах.

Вперше закон зберігання матерії і енергії був сформульований російським вченим М.В. Ломоносовим.

Закони термодинаміки є частковим випадком всезагального закону зберігання і перетворення енергії стосовно термодинамічних процесів. Для їх вивчення необхідно розкрити фізичний зміст функції стану робочого тіла.

2.1. Внутрішня енергія

Матеріальні об'єкти (робоче тіло), виділені в якості термодинамічної системи, характеризуються запасом енергії, котра є внутрішньою енергією системи U . Правильніше було б називати цю величину просто енергією системи (робочого тіла). Слово внутрішня додається, щоб підкреслити, що розглянута нерухома система, тобто не приймається в розрахунок енергія її руху. До внутрішньої енергії системи входять кінетична енергія поступового руху молекул, потенціальна енергія їх взаємодії між собою енергія, збудження електронів у цих молекул і т. інше. До сьогодні не вдалося визначити точно повний запас внутрішньої енергії. Тому в термодинамічних розрахунках звичайно визначається не внутрішня енергія системи як така, а її зміни, відповідні до стану системи при її взаємодії із зовнішнім середовищем.

Внутрішня енергія являє собою однозначну функцію стану. Вона може бути виражена через любі два параметра стану.

$$U=f_1(T,V); \quad U=f_2(T,p); \quad U=f(p,V).$$

При зміні параметрів системи змінюється і його внутрішня енергія. Зміни внутрішньої енергії не залежать від того, яким чином система переведена з одного стану в інший. Внутрішня енергія при цьому визначається тільки початковим і кінцевим станом. Отже,

$$\Delta U = U_2 - U_1. \tag{2.1}$$

Вимірюється внутрішня енергія системи СІ в джоулях (Дж). В термодинаміці звичайно розглядають питому внутрішню енергію, тобто віднесену до одиниці маси. Тоді одиницею виміру її буде джоуль на кілограм.

2.2 Теплота і робота

Передача внутрішньої енергії відбувається або без зміни форми руху, або з змінами формами руху (тобто з одночасним перетворенням її в інші форми енергії). При незмінній формі руху в термодинамічному процесі підводиться або відводиться теплота. При зміні форми руху в термодинамічному процесі здійснюється робота. Таким чином, під теплотою процесу розуміють кількість зміни внутрішньої енергії без зміни форми її руху, тобто при передачі її за хаотичним рухом мікрочастинок. Теплота у відмінності від внутрішньої енергії не являє функцію стану. Оскільки теплота передається тільки при зміні термодинамічного стану газу, вона являється функцією термодинамічного процесу і її значення повністю визначається характером процесу.

Теплоту позначають символом Q , а теплоту, віднесену до 1 кг газу, позначають q і називають питомою кількістю теплоти. В системі СІ теплота вимірюється у тих-же одиницях, що і внутрішня енергія - в джоулях.

Вважається, що підведена до робочого тіла теплота має позитивний знак, а відведена – негативний.

Роботою називають кількісні зміни внутрішньої енергії, викликуване перетворенням її у інші види енергії. Робота, виконана тільки при протіканні термодинамічного процесу, повністю визначається характером зміни в цьому процесі.

Роботу деякої кількості газу позначають символом A , а питому роботу, тобто роботу віднесену до 1 кг газу – символом l .

Робота в системі СІ вимірюється однаковими одиницями, що й теплота, тобто в джоулях.

Встановимо зв'язок між зміною параметрів газу й здійснюваною роботою в термодинамічному процесі.

Хай під поршнем (Рис. 2.1) в циліндрі є 1 кг газу с параметрами P_1 і V_1 . Поршень при цьому врівноважується зовнішньою силою P_1 . Зі зменшенням P_1 поршень переміщується вправо і здійснює роботу l проти зовнішніх сил. Графічно цей інтеграл, а отже, і робота газу в процесі зображують площею, укладеною між кривою процесу 1-2 і віссю абсцис (Рис 2.1).

Якщо в процесі розширення підтримувати більше високий тиск (процес 1-2), то виконувана робота газом буде більшою, ніж у процесі 1-2. Таким чином, робота залежить від характеру протікання процесу, вона є функцією зміни параметрів у ньому.

Як видно із вираження (2.4), у процесі може вдосконалюватись робота тільки при зміні обсягу газу. Якщо обсяг газу не змінюється (тобто $dV = 0$), то механічна робота при цьому не відбувається. Робота має позитивний знак при збільшенні обсягу газу ($dV > 0$) і від'ємний знак - при зменшенні обсягу ($dV < 0$).

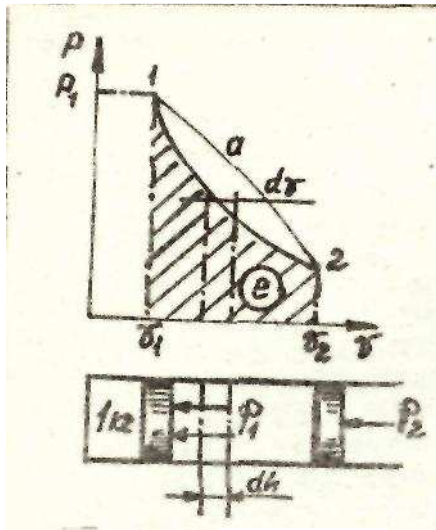


Рис 2.1

При нескінченно малому переміщенню поршня dh , кг газу виконає елементарну роботу dl котра може бути визначена за формулою

$$dl = p dh, \quad (2.2)$$

де p – сила впливу газу на оболонку (на поршень).

Якщо $p = F p$, то $dl = p F dh = p dV$, (2.3)

де F – площа поршня,

P – тиск.

Для визначення роботи в процесі 1-2 при кінцевій зміні об'єму від V_1 до V_2 необхідно п провести інтегрування, тоді

$$l = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (2.4)$$

2.3 Теплоємність газів

Установлено, що кількісна зміна внутрішньої енергії газу в термодинамічному процесі пропорційна зміні температури. Тому кількість теплоти визначають Q при зміні температури;

$$Q = C(T_1 - T_2) = c \Delta T, \quad (2.5)$$

де C – коефіцієнт пропорційності, що залежить від характеру термодинамічного процесу, ще прийнято називати теплоємністю речовини.

Таким чином, теплоємність газу – це відношення кількості теплоти, отриманого газом при нескінченно малій зміні його стану в якому-небудь термодинамічному процесі, до зміни температури газу. Теплоємність вимірюється в джоулях на кельвін.

Залежно від одиниць виміру розрізняють питому, масову, об'ємну, молярну теплоємності.

Масова питома теплоємність – це кількість тепла, що необхідне для нагрівання 1 кг речовини на 1 К. Її вимірюють у джоулях на кілограм-кельвін і визначають за формулою

$$C = \frac{Q}{M(T_1 - T_2)} = \frac{q}{\Delta T}. \quad (2.6)$$

Об'ємна питома теплоємність – це кількість тепла, що необхідне для нагрівання 1 м³ речовини на 1 К. Її вимірюють у джоулях на кубічний метр-кельвін і визначають за формулою

$$\bar{C} = \frac{Q}{V(T_2 - T_1)} = \frac{q}{\Delta T}. \quad (2.7)$$

Мольна питома теплоємність – це кількість тепла, що необхідне для нагрівання 1 молю речовини на 1 К, вимірюється в джоулях на моль-кельвін і визначається за формулою

$$C_{\mu} = \frac{Q}{z(T_1 - T_2)} = \frac{q_{\mu}}{\Delta T}. \quad (2.8)$$

Питомі теплоємності зв'язані між собою вираженням

$$C = \frac{\bar{C}}{\rho} = \frac{C_{\mu}}{\mu}. \quad (2.9)$$

У практиці широке розповсюдження отримали масові питомі теплоємності в процесах при постійному об'ємі C_v (ізохорна) і при постійному тиску C_p (ізобарна). Зв'язок між цими теплоємностями можна виразити рівнянням Майєра:

$$C_p = C_v + R. \quad (2.10)$$

Аналогічне рівняння Майєра може бути отримане для мольних теплоємностей:

$$C_{\mu p} = C_{\mu v} + R_{\mu}. \quad (2.11)$$

У розрахунках широко використовують відношення теплоємності при постійному тиску й при постійному обсязі:

$$K = \frac{C_p}{C_v}, \quad (2.12)$$

де K - показник адіабати, що залежить від роду газу:

для одноатомних $K = 1,67$; для двоатомних $K = 1,4$; для багатоатомних $K = 1,33$.

В зв'язку з тим, що в реальних газах враховуються сили взаємодії між молекулами, то теплоємність їх залежить від тиску, причому ця залежність при різних температурах проявляється неоднаково. Однак в інженерній практиці прийнято вважати, що теплоємність багатьох газів (кисню, азоту, водню, вуглекислого газу і інших) при температурах вище 0°C не залежить від тиску. У реальних газах теплоємність зростає зі збільшенням температури. У зв'язку з цим у термодинаміку введені поняття середньої та істинної теплоємності.

Під середньою теплоємністю розуміють відношення теплоти, що припадає на 1 кг газу, до кінцевої різниці температур:

$$C_v = \frac{q_v}{T_1 - T_2}. \quad (2.13)$$

Істинною теплоємністю називають межу відносин теплоти, що припадає на 1 кг газу, до різниці температур, коли ця різниця прагне до нуля:

$$C_{v_0} = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\Delta q}{\Delta T} = \frac{dq_v}{dT}. \quad (2.14)$$

Залежність істинної теплоємності реальних газів від температури звичайно встановлюють експериментально й подають у вигляді багаточлена:

$$C_{v_0} = a + Bt + dt^2, \quad (2.15)$$

де a, B, d – дослідні коефіцієнти.

У тому випадку, коли робоче тіло складається з декількох газів, теплоємність його можна визначити з вираження:

$$MC_v = M_1 C_{v_1} + M_2 C_{v_2} + \dots + M_n C_{v_n} = \sum_{i=1}^n M_i C_{v_i}, \quad (2.16)$$

де M_i , C_{vi} – відповідно маса і теплоємність окремого газу, що входять до складу суміші.

Аналогічно питому й молярну теплоємність суміші можна представити у вигляді:

$$C = \sum_{i=1}^n q_i C_i; \quad C_\mu = \sum_{i=1}^n \mu_i q_i C_i. \quad (2.17)$$

2.4 Ентальпія газу

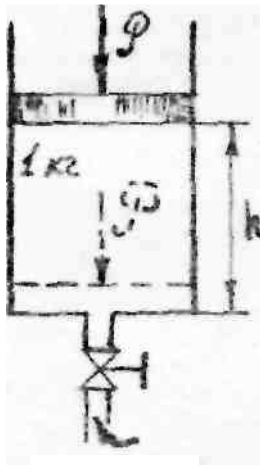


Рис 2.2

Нехай газ у циліндрі відсутній (Рис. 2.2) і поршень вагою P знаходиться на дні циліндра. Подамо в циліндр 1 кг газу. При цьому поршень піднімається на висоту h і буде виконана робота:

$$l = Ph = pFh = pV. \quad (2.18)$$

Отже, газ, який діє під впливом поршня, має потенційну енергію тиску, котра дорівнює роботі, виконаною газом під час заповнення заданим тиском.

Запас енергії, якою володіє газ у даному стані, дорівнює сумі внутрішньої й потенціальної енергії тиску.

У термодинамічних розрахунках функція стану термодинамічної системи (газу), дорівнює сумі внутрішньої енергії й добутку тиску на об'єм системи (потенційної енергії тиску газу) називається ентальпією, її позначають символом i .

Тоді

$$i = U + pV. \quad (2.19)$$

Вимірюється ентальпія в системі СІ (як і внутрішня енергія) в одиницях енергії, віднесеної до 1 кг газу, тобто у джоулях на кілограм. Ентальпія, як й інші функції стану (наприклад внутрішня енергія), визначається розрахунковим шляхом.

2.5. Перший закон термодинаміки

Перший закон термодинаміки - окремий випадок закону зберігання енергії стосовно до термодинамічного процесу.

Якщо робочому тілу передати кількість тепла dq (рис. 2.3), то тіло за рахунок цього тепла може збільшити свою внутрішню енергію на величину dU й, крім того, виконати роботу dl . У силу закону, збереження енергії буде

$$dq = dU + dl. \quad (2.20)$$

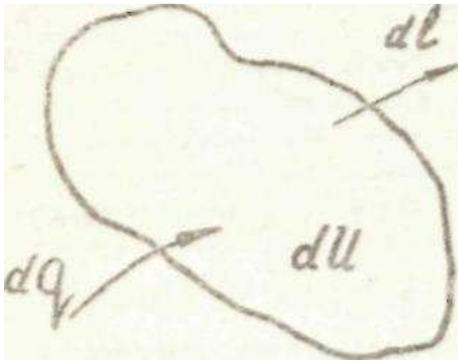


Рис. 2.3

Якщо роботу виконують за рахунок розширення газу, то $dl = pdV$,

$$\text{а } dq = dU + pdV \quad (2.21)$$

Цей закон правильний завжди для будь-яких термодинамічних систем. Він може бути сформульований слідуочим образом. Підведене в термодинамічному процесі тепло в загальному випадку витрачається на зміну внутрішньої енергії і виконання роботи.

У термодинамічному процесі, який протікає при постійному обсязі газу, що підводиться до тіла теплота дорівнює зміні внутрішньої енергії газу:

$$\Delta q = \Delta U = C_V(T_2 - T_1) = C_V \Delta T \quad (2.22)$$

$$\text{В тому випадку, коли } T_1 = 0, \quad \Delta T = T \quad \text{а} \quad \Delta U = U \quad U = C_V T \quad (2.23)$$

Враховуючи вираз (2.23) та що $C_V + R = C_p$,

$$dq = C_V dT + pdV, \quad (2.24)$$

$$dq = C_p dT - V dp. \quad (2.25)$$

2.6. Ентропія

Термодинамічні параметри, що не залежать від маси системи, називають інтенсивними. До них можна віднести тиск, температуру й інші параметри. Термодинамічні параметри, що залежать від маси системи, називають екстенсивними. До них відносяться, наприклад, обсяг газу, енергія й інші параметри.

У термодинамічних процесах внутрішня енергія змінюється як при здійсненні роботи, так і підчас передачі теплоти. При цьому зміна внутрішньої енергії не залежить від того, яким чином газ переведений з одного стану в інший.

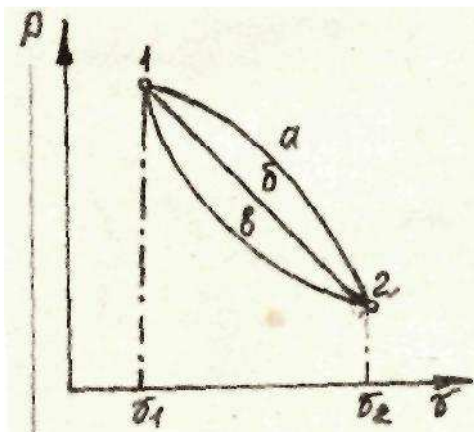


Рис. 2.4

При протіканні процесів 1-а-2, 1-б-2, 1-в-2 (Рис. 2.4) відбувається різна робота, яку можна визначити за формулою

$$l = \int_1^2 dl = \int_{V_1}^{V_2} p dV, \quad (2.26)$$

$$\text{де } dl = p dV,$$

$$\text{а } dV = \frac{dl}{p}.$$

Тут інтенсивним параметром, що визначає здійснення роботи є тиск.

Після інтегрування вираження (2.26) одержимо

$$\int_1^2 \frac{dl}{p} = \int_{V_1}^{V_2} dV = V_2 - V_1 = \Delta V \quad (2.27)$$

З рівняння (2.27) видно, що $\int_1^2 \frac{dl}{p}$ не залежить від характеру зміни параметрів у процесі, а повністю визначається зміною обсягу газу при переході з одного стану в інший. Таким чином, співвідношення

$$dV = \frac{dl}{p} \quad (2.28)$$

являє собою повний диференціал обсягу газу.

Аналогічно обстоїть справа й з теплотою, що бере участь у процесі. Інтенсивним параметром, що визначає передачу тепла, є температура. Отже, існує екстенсивний параметр, повний диференціал якого дорівнює елементарній наведеній теплоті. Цей параметр назвали ентропією й представили у вигляді:

$$dq = TdS; \quad dS = \frac{dq}{T} \quad (2.29)$$

У розглянутих процесах 1-а-2, 1-б-2, 1-в-2 (Рис. 2.3) підводить до газу різна кількість тепла. Однак характер протікання процесів не впливає на чисельне значення інтеграла від елементарної наведеної теплоти. Його показник повністю визначається зміною ентропії:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 dS = \int_1^2 \frac{dq}{T} \quad (2.30)$$

Так само як і питомий обсяг газу V , ентропія характеризує термодинамічний стан робочого тіла й, отже, є термодинамічним його параметром.

Ентропія - це характеристика молекулярного руху; вона визначає внутрішній стан робочого тіла (газу).

Але обчислюють її, використовуючи аналітичне вираження першого закону термодинаміки [див. формули (2.24), (2.25)]:

$$dS = \frac{dq}{T} = C_v \frac{dT}{T} + \frac{P}{T} dV = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dV}{V}; \quad (2.31)$$

$$dS = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}.$$

Вимірюється ентропія в джоулях на кілограм-кельвін.

Як видно з вираження (2.30), теплоту графічно зручно зображувати в координатах TS . Виходячи з Рис. 2.5, кожену рівноважний стан газу зображують крапкою, а урівноважений термодинамічний процес - деякою лінією.

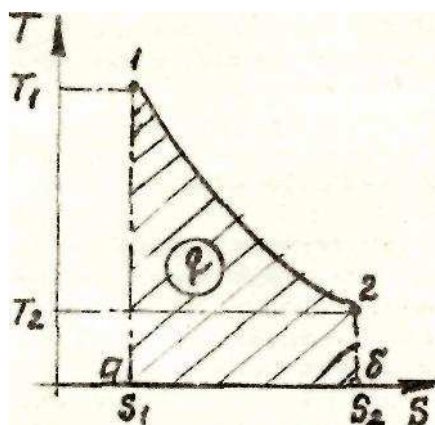


Рис. 2.5

У термодинамічному процесі при $dS=0$ (тобто ентропія не змінюється) теплота не підводиться і не відводиться. Оскільки температура завжди більше нуля, то при $dS>0$ теплота в процесі підводиться, а при $dS<0$ - відводиться.

Термодинамічні процеси діляться на оборотні й необоротні.

Оборотний процес - це такий процес, протікання якого в прямому й зворотному напрямках відбувається через один і той же рівноважний стан і при поверненні робочого тіла у вихідний стан, у навколишнім середовищі не виникає ніяких залишкових змін.

Оборотні процеси є ідеалізованими. Всі процеси протікають тільки в одному напрямку вони є необоротними.

При необоротних процесах завжди спостерігаються залишкові зміни в робочому тілі чи в навколишньому середовищі.

2.7. Другий закон термодинаміки.

Дослідним шляхом встановлено, що всі реальні процеси ідуть у напрямку встановлення в будь-якій системі термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. Перший закон термодинаміки недостатньо описує фізичні процеси. Тому необхідно такий закон термодинаміки, який характеризував би ці процеси з якісної сторони, установив би можливість здійснення термодинамічних процесів, визначив би умови взаємного перетворення теплоти й роботи, коли ентропія завжди зростає.

Таким законом є другий закон термодинаміки. Існує багато формулювань цього закону:

1. Всі реальні мимовільні процеси є необоротними.
2. В ізольованій системі повний запас енергії не змінюється, але процеси можуть протікати тільки тим шляхом, при якому значення ентропії не убуває.
3. Не вся теплота, а тільки деяка її частина отримана від гарячого джерела, може бути перетворена в роботу.

Отже, другий закон термодинаміки стверджує, що в теплових двигунах не можна перетворити в роботу всю теплоту, отриману системою від гарячого джерела (тепловіддавача). Це означає, що не можна побудувати тепловий двигун, що працює при наявності одного тільки джерела тепла. Такий уявлений двигун, що здатний цілком перетворювати в роботу все тепло, отримане з навколишнього середовища, В. Оствальд назвав вічним двигуном другого роду. Тоді другий закон термодинаміки можна сформулювати: "Вічний двигун другого роду неможливий".

Застосування другого закону термодинаміки до різних фізичних явищ дозволяє одержати нові якісні результати.

3. Зовнішнє й внутрішнє сумішоутворення

У зв'язку зі зворотно-поступальним рухом поршня згоряння палива у двигунах внутрішнього згоряння можливе лише рівномірними порціями, причому згорянню кожної порції повинен передувати ряд підготовчих процесів.

Сукупність різних процесів, що відбуваються в циліндрі в певній послідовності, називається робочим циклом; під час роботи двигуна робочі цикли періодично повторюються.

Робочий цикл будь-якого поршневого двигуна може бути здійснений за однією із двох схем, зображених на рис. 3а, 3б.

За цією схемою робочий цикл здійснюється в наступному порядку. Паливо й повітря в певних співвідношеннях, необхідних для згоряння, добре перемішуються поза циліндром двигуна й утворюють горючу суміш. Отримана суміш надходить до циліндра (впуск), після чого вона піддається стиску. Стиск суміші необхідний для збільшення роботи за цикл, тому що при цьому розширюються температурні межі, в яких протікає робочий процес. Попередній стиск створює також кращі умови для згоряння суміші палива з повітрям. Під час впуску й стиску суміші в циліндрі відбувається додаткове перемішування палива з повітрям.

Підготовлена в такий спосіб горюча суміш у циліндрі запалюється звичайно за допомогою електричної іскри високої напруги. Внаслідок швидкого згоряння суміші в циліндрі різко підвищується температура, а отже, і тиск, під впливом якого відбувається переміщення поршня в циліндрі. У процесі розширення, нагріті до високої температури гази, роблять корисну роботу. Тиск, а разом з ним і температура газів у циліндрі, при цьому знижуються. Після цього треба очищення циліндра від продуктів згоряння (випуск), і робочий цикл повторюється.

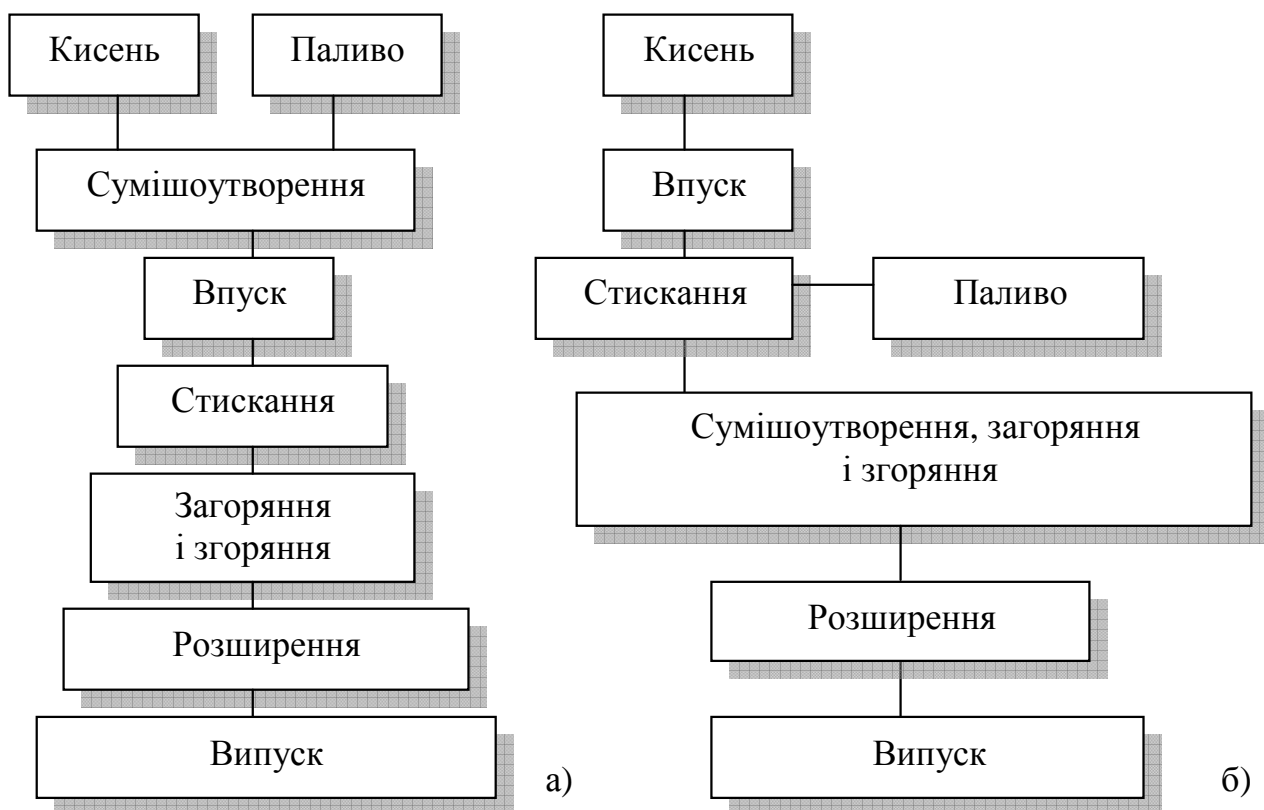


Рис. 3. Схеми робочих циклів двигунів:

а - із зовнішнім сумішоутворенням; б - із внутрішнім сумішоутворенням

У розглянутій схемі підготовка суміші палива з повітрям (тобто процес сумішоутворення), відбувається в основному обсязі поза циліндром, і наповнення циліндра виробляється готовою горючою сумішшю; тому двигуни, що працюють за цією схемою, називаються також двигунами із зовнішнім сумішоутворенням (Рис 3,а). До числа таких двигунів відносяться: а) карбюраторні двигуни, що працюють на бензині, лігроїні, гасі, б) газові двигуни, тобто двигуни, у яких застосовується паливо, що легко випаровується й добре перемішується з повітрям за звичайних умов.

Стиск суміші в циліндрах у двигунів із зовнішнім сумішоутворенням повинне бути таке, щоб тиск і температура наприкінці стиску не досягали значень, при яких міг би відбутися передчасний спалах або занадто швидке згоряння (детонаційне згоряння).

Залежно від вживаного палива, складу суміші, умов теплопередачі в стінки і т.ін. , тиск кінця стиску в двигунів із зовнішнім сумішоутворенням перебуває в межах 10-20 кГ/см^2 .

При здійсненні робочого циклу двигуна за схемою, що описана вище, забезпечують хороше сумішоутворення й більш повне використання робочого обсягу циліндра (коефіцієнт надлишку повітря альфа $\alpha = 0,8 \text{ -- } 1,1$). Однак обмеження ступеня стиску суміші зменшує економічність двигуна, а потреба в примусовому запалюванні ускладнює його конструкцію.

У випадку здійснення робочого циклу за схемою, що зображена на рис. 3,б, процес сумішоутворення відбувається тільки всередині циліндра. Робочий циліндр у цьому випадку заповнюється не сумішшю, а тільки повітрям, що і піддається стиску.

У процесі стиску в циліндр через форсунку під великим тиском вприскується паливо. При вприскуванні паливо дрібно розпилюється й перемішується з повітрям у циліндрі. Частки палива, стикаючись із гарячим повітрям, випаровуються, утворюючи паливоповітряну суміш. Запалення суміші під час роботи двигуна за цією схемою здійснюється в результаті високого стиску повітря до температури самозапалювання суміші.

Щоб уникнути передчасного спалаху уприскування палива починається тільки наприкінці стиску. До моменту запалення суміші звичайно уприскування палива ще не закінчується. Паливоповітряна суміш, що утворює в процесі уприскування, виходить неоднорідною, внаслідок чого повне згоряння палива можливо лише при значному коефіцієнті надлишку повітря, що дорівнює не менше 1,2-1,4. В результаті більш високого ступеня стиску, що допускає двигун при роботі за даною схемою, забезпечується й більш високий к. к. д. (коефіцієнт корисної дії).

Після згоряння палива настає процес розширення й очищення циліндра від продуктів згоряння (випуск).

Таким чином, у цих двигунах весь процес сумішоутворення й підготовка горючої суміші до згоряння відбуваються всередині циліндра. Тому такі двигуни називаються двигунами із внутрішнім сумішоутворенням.

Для цих двигунів можуть бути використані всі види рідкого й газоподібного палива. У переважній більшості вони працюють на рідкому паливі (дизельному).

Двигуни із внутрішнім сумішоутворенням, у яких запалення палива відбувається в результаті високого стиску, називаються двигунами із запаленням від стиску, або дизелями.

4. Чотиритактні двигуни. Загальні визначення

Перш ніж розглядати робочі процеси двигунів, зупинимося на основних поняттях і визначеннях, прийняті для двигунів внутрішнього згорання.

Положення кривошипно-шатунного механізму, при яких вісь шатуна лежить у площині кривошипа (кут $\varphi = 0$ і $\varphi = 180^\circ$), називаються мертвими точками, тому що при цих положеннях зусилля, прикладене до поршня, не може викликати обертового руху колінчастого вала. Як видно з рис. 4, мертвим крапкам відповідають крайні положення поршня в циліндрі. Крайнє положення поршня, при якому відстань його до осі вала досягає максимуму ($\varphi = 0$), називається внутрішньою мертвою точкою (в. м. т.); крайнє положення поршня, при якому відстань його до осі вала досягає мінімуму ($\varphi = 180^\circ$), називається зовнішньою мертвою точкою (з. м. т.)

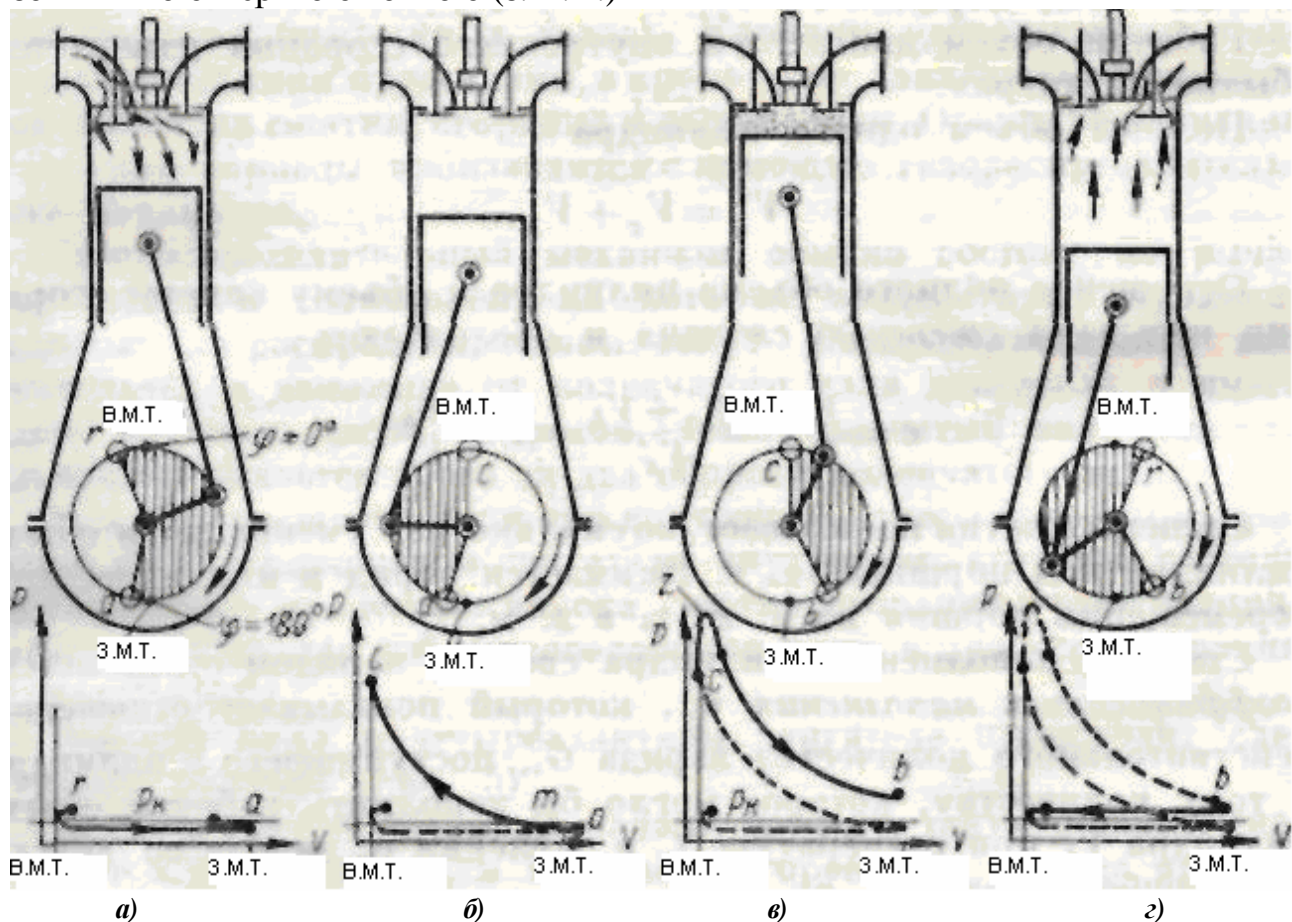


Рис. 4.1 - Схема роботи чотиритактного двигуна й індикаторні діаграми:

а - перший такт - впуск; б - другий такт - стиск; в - третій такт - згорання й розширення (робочий хід); г - четвертий такт - випуск

Відстань при переміщенні поршня з одного крайнього положення в інше, називається ходом поршня й відповідає половині оберту колінчастого вала.

Робочі процеси, виконані протягом одного ходу поршня (частина робочого циклу), називаються тактом. При переміщенні поршня обсяг внутрішньої порожнини циліндра змінюється. Характерними при цьому сприймаються наступні обсяги:

- внутрішньої порожнини циліндра в положенні поршня у в. м. т., названого обсягом камери згоряння й позначуваного V_c ;

- внутрішньої порожнини циліндра в положенні поршня в з. м. т., названого повним обсягом циліндра й позначуваного V_a ;

- які описує поршень між мертвими точками; цей обсяг називають робочим обсягом циліндра й позначають V_h . Очевидно, що робочий обсяг циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (4.1)$$

де D - діаметр циліндра;

S - хід поршня.

Робочий обсяг двигунів внутрішнього згорання виміряють, звичайно, в літрах.

Повний обсяг одного циліндра

$$V_a = V_c + V_h. \quad (4.2)$$

Відношення повного обсягу циліндра до обсягу камери згоряння називають ступенем стиску й позначають:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (4.3)$$

Ступінь стиску показує, у скільки разів зменшується обсяг циліндра над поршнем, тобто стискується заряд у циліндрі при переміщенні поршня з н. м. т. у з. м. т.

Ступінь наповнення циліндра свіжим зарядом оцінюється коефіцієнтом наповнення η_v , що показує відношення дійсної кількості заряду G_z надійшов до в циліндра, в тій кількості, яка могла б заповнити робочий обсяг циліндра V_h , при температурі t_k і тиску p_k заряду у впускному трубопроводі, тобто

$$\eta_v = \frac{G_a}{\rho V_h} \quad (4.4)$$

де ρ - щільність заряду при тиску p_k і температурі t_k .

При розгляді робочих процесів у двигунах велике значення має діаграма зміни тиску в циліндрі по ходу поршня за цикл, так називана індикаторна діаграма. Практично таку діаграму одержують за допомогою спеціального приладу - індикатора.

Індикатор складається з механізму, що сприймає й записує тиск газів у циліндрі і механізмі, що одночасно реєструє рух поршня у двигуні. На індикаторній діаграмі (криві, розташовані внизу на рис. 4.1) ординати показують значення тиску газів у циліндрі p кг/см², а абсциси - хід поршня й відповідного ходу обсягу циліндра V см³. Горизонтальна тонка лінія, нанесена на діаграмі, відповідає тиску p_k у впускному трубопроводі; вертикальними лініями відзначені крайні положення поршня (в. м. т. і з.м.т.).

4.1. Чотиритактний цикл

Робочий цикл у циліндрі поршневого двигуна може бути здійснений за два або один оберти колінчатого вала. Розглянемо спочатку двигун, робочий цикл якого здійснюється за два оберти вала.

Циліндр такого двигуна закритий кришкою, в якій розташовуються клапани для впуску свіжого заряду й випуску продуктів згоряння (випускних газів). Клапани втримуються в закритому стані пружинами, а крім того, тиском у циліндрі при процесах стиску, згоряння й розширення. Відкриття клапанів в потрібні періоди виконується за допомогою газорозподільного механізму.

Газорозподільний механізм звичайно складається з важелів, штанг і штовхальників, на які впливають кулачки, що сидять на розподільному валу. Розподільний вал приводиться в рух від колінчастого вала двигуна й має вдвічі менше число обертів, чим колінчастий вал. Кожен клапан відкривається 1 раз за два оберти колінчатого вала.

Як при зовнішньому, так і при внутрішньому сумішоутворенні робочий цикл в поршневому двигуні внутрішнього згоряння складається з наступних процесів: впуску, стиску, згоряння й розширення, випуску. Корисна робота відбувається лише в процесі згоряння й розширення.

Робочий цикл у чотиритактному двигуні відбувається в такий спосіб (рис. 4.1).

Перший такт – впуск (Рис 4.1, а). На початку першого такту поршень перебуває в положенні в. м. т. Камера згоряння заповнена продуктами згоряння від попереднього процесу, тиск яких трохи більше атмосферного. На індикаторній діаграмі початковому положенню поршня відповідає точка r . При обертанні колінчастого вала (у напрямку стрілки) шатун переміщає поршень до з.м.т., а розподільний механізм відкриває впускний клапан і що повідомляє надпоршневий простір циліндра двигуна із впускним трубопроводом.

Зі збільшенням швидкості поршня тиск у циліндрі стає на 0,1-0,3 мПа менше тиску у впускному трубопроводі p_k внаслідок зростання швидкості суміші (або повітря) у клапанах й опору на впуску. Під впливом різниці тисків циліндр заповнюється свіжим зарядом (повітрям або горючою сумішшю).

На індикаторній діаграмі такту впуску відповідає лінія ra . Тиск у впускному трубопроводі може дорівнювати атмосферному (у двигунах без наддування) або вище його, залежно від ступеня наддування ($p_k = 1,3$ -і- $2,5$ МПа) у двигунах з наддуванням. У результаті цього підвищується щільність повітря й, отже, збільшується свіжий заряд, заповнюючи циліндр при такті впуску, у порівнянні із зарядом у такому ж двигуні без наддування. Збільшення заряду в циліндрі при впуску підвищує роботу за цикл і потужність двигуна, однак при цьому зростають тиск і температура циклу.

Другий такт - стиск. При русі поршня до в.м.т. (рис. 4.1. б) проходить стиск заряду, що надійшов до циліндра. Тиск і температура стисненого заряду при цьому підвищуються, і при деякому переміщенні поршня від з.м.т. тиск у циліндрі стає однаковим з тиском впуску p_k (точка m на індикаторній діаграмі). Для поліпшення наповнення циліндра свіжим зарядом впускний клапан продовжує залишатися відкритим деякий час до початку такту (до точки m). Запізнення закриття впускного клапана дозволяє використати для дозарядки розрідження в циліндрі, а також кінетичну енергію стовпа повітря, що рухається по впускному трубопроводі.

Після закриття клапана й при подальшому переміщенні поршня тиск і температура в циліндрі продовжують підвищуватися. Значення тиску наприкінці стиску (тиск p_c у точці c) буде залежати від ступеня стиску, герметичності робочої порожнини, тепловіддачі в стінки, а також від величини початкового тиску стиску p_a .

На запалення й процес згоряння палива як при зовнішньому, так і при внутрішньому сумішоутворенні потрібно якийсь час, хоча й дуже незначний. Для найкращого використання тепла, що виділяється при згорянні, необхідно, щоб згоряння палива починалося й закінчувалося при положенні поршня, можливо близькому до в. м. т. Тому запалення робочої суміші від електричної іскри у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням або уприскування палива в циліндр двигунів із внутрішнім сумішоутворенням звичайно виробляється до приходу поршня до в. м. т.

Таким чином, іншому такті в циліндрі в основному виконується стиск заряду. Крім того, на початку такту триває зарядка циліндра, а наприкінці починається згоряння палива. На індикаторній діаграмі другому такту відповідає лінія ac .

Третій такт - згоряння й розширення. Третій такт відбувається при ході поршня від в. м. т. до з. м. т. (рис. 4.1. в).

На початку третього такту інтенсивно згоряє паливо, яке надійшло в циліндр і було підготовлене до цього наприкінці другого такту. Внаслідок виділення великої кількості тепла температура й тиск у циліндрі різко підвищуються, незважаючи на деяке збільшення внутрішньоциліндрового обсягу (ділянка cz на індикаторній діаграмі). Під дією тиску відбувається подальше переміщення поршня й розширення газів. Під час розширення газу роблять корисну роботу, тому третій такт називають також робочим ходом. На індикаторній діаграмі третьому такту відповідає лінія czb .

Четвертий такт - випуск. Під час четвертого такту відбувається очищення циліндра від випускних газів (рис. 4.1, г). Поршень, переміщаючись від з. м. т. до в. м. т., витісняє гази із циліндра через відкритий випускний клапан. Оскільки тиск газів у циліндрі наприкінці такту розширення буває ще досить високим, випускний клапан починає відкриватися в той момент, коли поршень не доходить до з. м. т. на $40-60^\circ$ кута повороту колінчастого вала. Внаслідок цього зменшується опір руху поршня під час такту випуску й поліпшується очищення циліндра. На індикаторній діаграмі четвертому такту відповідає лінія *br*.

Четвертим тактом закінчується робочий цикл, і при подальшому русі поршня в тій же послідовності повторюються процеси циклу.

Двигуни, що працюють зі здійсненням робочого циклу за чотири такти або за два оберти колінчастого вала, називаються чотиритактними двигунами. При цьому тільки такт згоряння й розширення є робочим, а інші три такти в даному циліндрі здійснюються за рахунок кінетичної енергії обертового колінчастого вала з маховиком і роботи інших циліндрів.

Чим повніше буде очищений циліндр від випускних газів і чим більше надійде до нього свіжого заряду, тим більше, отже, можна буде одержати корисної роботи за цикл.

Для підвищення ступеня наповнення циліндра, випускний клапан закривають не наприкінці такту випуску (у в. м. т.), а трохи пізніше (при повороті колінчастого вала на $5-30^\circ$ після в. м. к., тобто на початку першого такту).

Виходячи з цього й впускний клапан відкривається з деяким випередженням (за $10^\circ-40^\circ$ до в. м. т., наприкінці четвертого такту). Таким чином, наприкінці четвертого такту протягом деякого періоду можуть бути відкриті обидва клапани. Таке положення клапанів називається перекриттям клапанів. Воно також сприяє поліпшенню наповнення в результаті підсмоктування в циліндр свіжого заряду внаслідок переміщенні стовпа газів у випускному трубопроводі.

5. Двотактні двигуни

З розгляду чотиритактного циклу роботи випливає, що чотиритактний двигун тільки половину часу, що витрачений на цикл, працює як тепловий двигун (такти стиску й розширення). Інший час (такти впуску й випуску) двигун працює як повітряний насос.

Більш повний час, що відведений на робочий цикл, використовується у двотактних двигунах, у яких робочий цикл відбувається за два такти, тобто за один оберт колінчастого вала. На відміну від чотиритактних двигунів у двотактних очищення циліндра від продуктів згоряння й наповнення його свіжим зарядом, або, інакше кажучи, процес газообміну, відбувається тільки при руху поршня поблизу з. м. т. При цьому, очищення циліндра від випускних газів здійснюється шляхом витиснення їх не поршнем, а попередньо стислим до

певного тиску повітрям або горючою сумішшю. Попередній стиск повітря або суміші виконується в продувному насосі, що виготовлений у вигляді окремого агрегату.

У невеликих двигунах як продувний насос використовуються іноді внутрішня порожнина картера (кривошипна камера) і поршень двигуна.

У процесі газообміну в двотактних двигунах деяка частина свіжого заряду (повітря або горючої суміші) неминуче виділяється із циліндра разом з випускними газами через випускні вікна. Цей витік свіжого заряду при продувці компенсують збільшеною його подачею насосом.

На рис. 5.1. показана схема роботи двотактного двигуна з внутрішнім сумішоутворенням і прямоточною клапано-щільовою схемою газообміну. До основних особливостей пристрою двигуна відносяться:

1. Впускні вікна 8, розташовані в нижній частині циліндра; їхня висота становить близько 10-15% ходу поршня. Відкриття й закриття впускних вікон виконується поршнем під час його русі в циліндрі.

2. Випускні клапани 4, що розміщені в кришці циліндра, із приводом від розподільного вала, число обертів якого забезпечує відкриття клапанів 1 раз за один оберт колінчастого вала.

3. Продувний насос 2, що нагнітає повітря під тиском у ресивер 7 для очищення циліндра від продуктів згоряння й заповнення свіжим зарядом.

Здійснення робочого циклу у двигуні відбувається в такий спосіб.

Перший такт відповідає ходу поршня від в. м. т. до з. м. т. (рис. 5.1.,а). У циліндрі тільки що відбулося згоряння (лінія *sz* на індикаторній діаграмі) і почався процес розширення газів, тобто здійснюється робочий хід. При підході поршня до впускних вікон відкриваються випускні клапани 4, і продукти згоряння починають виходити із циліндра до випускного патрубку; при цьому тиск у циліндрі різко знижується (ділянка *nt* на індикаторній діаграмі). Впускні вікна 8 відкриваються поршнем трохи пізніше відкриття клапанів, коли тиск у циліндрі стає приблизно рівним тиску попередньо стисненого повітря в ресивері. Повітря, надходячи через впускні вікна в циліндр, витісняє через випускні клапани продукти згоряння, що залишилися в циліндрі, і заповнює його циліндр. Здійснюється так званий газообмін (ділянка *na* на індикаторній діаграмі.)

Таким чином, протягом першого такту в циліндрі відбувається згоряння палива з виділенням тепла, розширення газів, випуск випускних газів і продувка циліндра.

Другий такт відповідає ходу поршня від н.м.т. до з.м.т. (рис. 6,б). На початку цього ходу поршня триває процес продувки й заповнення циліндра свіжим зарядом. Кінець продувки циліндра (ділянка *ak* на індикаторній діаграмі) визначається моментом закриття впускних вікон і випускних клапанів. Останні закриваються або одночасно із впускними вікнами, або трохи раніше. Тиск у циліндрі до кінця зарядки у двотактних двигунах трохи вище атмосферного й залежить від тиску продувного повітря. З моменту закінчення зарядки й повного перекриття поршнем впускних вікон починається процес стиску повітря. Коли поршень не доходить на 10° - 30° за кутом повороту

колінчастого вала до в. м. т. (точка c'), у циліндр через форсунку починає надходити паливо.

Отже, протягом другого такту в циліндрі відбувається процес закінчення випуску й продувка, наповнення циліндра свіжим зарядом на початку ходу поршня й процес стиску при його подальшому ході. На відміну від чотиритактного двигуна, у двотактному відсутні такти впуску й випуску як самостійні такти, для яких потрібне один оберт колінчастого вала. У двотактних двигунах ці процеси здійснюються на невеликих ділянках основних тактів розширення й стиску. Розглянута вище хлипаково-щілинна прямоточна схема газообміну (рис. 5.1. й 5.2, в) не є єдина. У двотактних двигунах застосовують різні схеми органів газообміну. Деякі з них наведені на рис. 5.2.

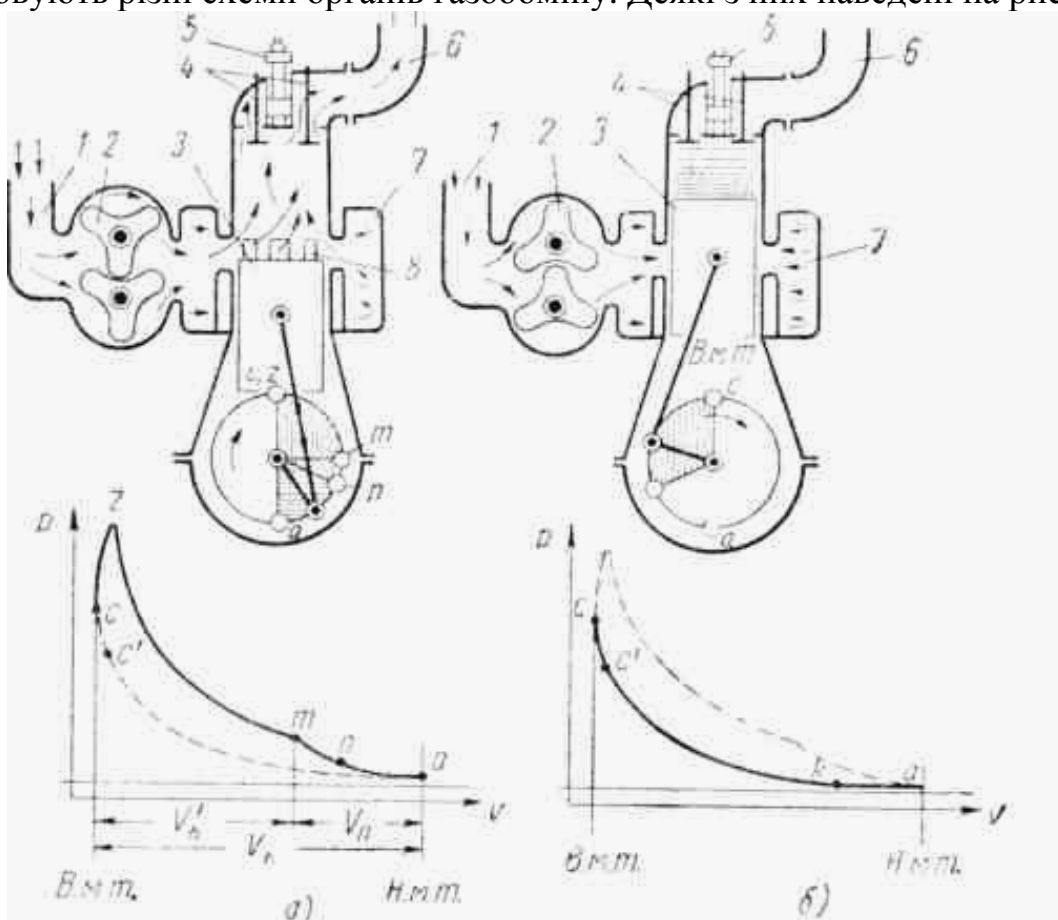


Рис. 5.1. - Схема роботи двотактного двигуна із прямоточною хлипаково-щілинною схемою газообміну й індикаторні діаграми:

а - перший такт - згоряння, розширення, випуск і продувка; б - другий такт - випуск, продувка й стиск; 1 - впускний патрубок; 2 - продувний насос; 3 - поршень; 4 - випускні клапани; 5 - форсунка; 6 - випускний патрубок; 7 - ресивер продувного повітря; 8 - впускні вікна.

Попережно-петльова схема газообміну з паралельним розташуванням вікон (рис. 5.2, а) значно спрощує конструкцію двигуна в порівнянні із клапанно-щілинною схемою газообміну, але при цьому погіршується якість продувки й виникають більші втрати при зарядці. Попережно-петльова схема газообміну застосовується переважно у двигунах малої потужності (мотоциклетних, човнових та інших двигунах).

Поперечно-петльова схема газообміну з ексцентричним розташуванням вікон (рис. 5.2, б) зменшує витік підчас зарядки й сприяє одержанню обертового руху заряду, що вводять для кращого перемішування палива з повітрям. Така схема застосовується в деяких автомобільних двигунах.

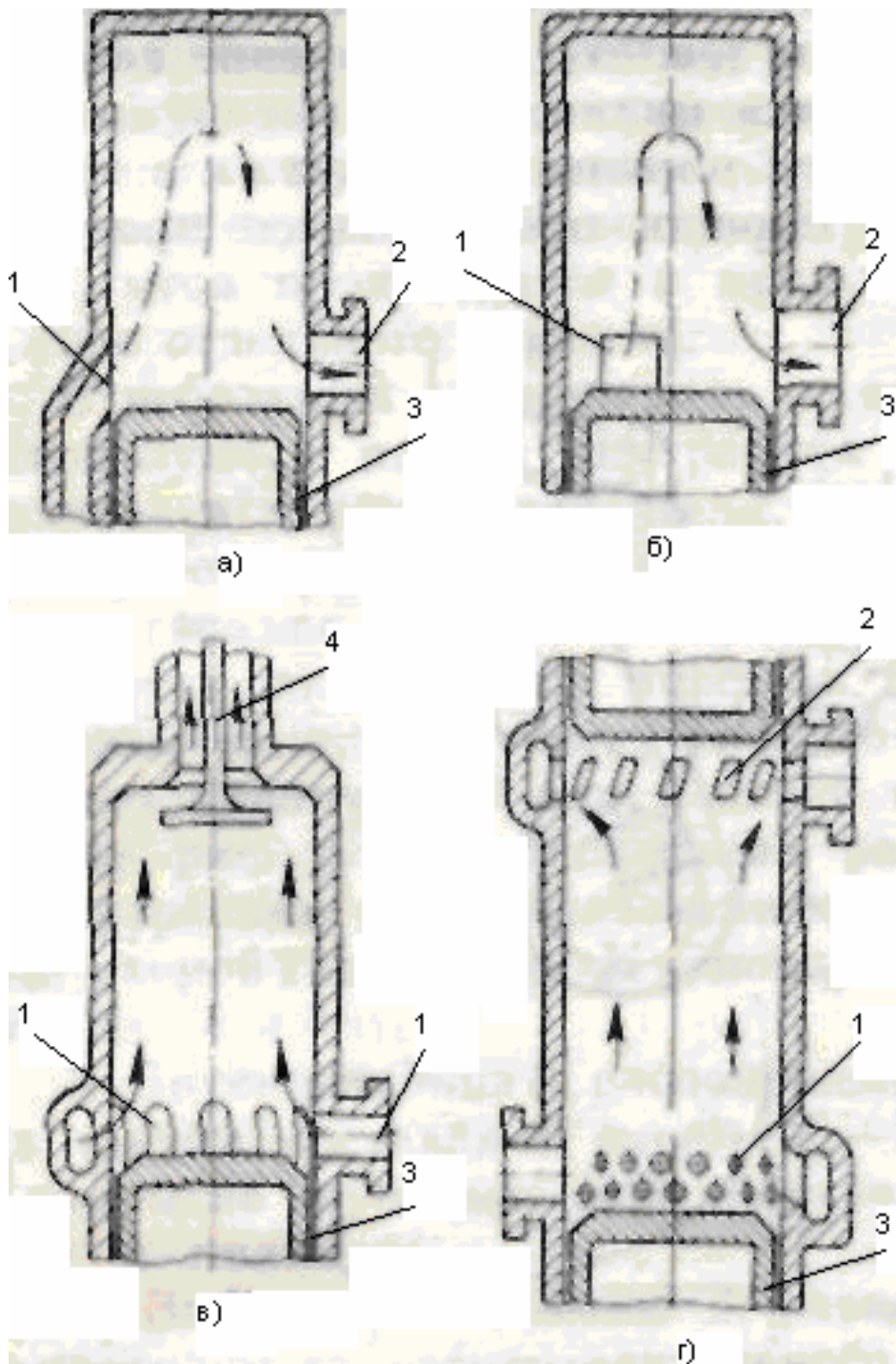


Рис. 5.2. - Схеми двотактних двигунів:

а - з поперечно-петльовою схемою газообміну й паралельним розташуванням вікон;
б - з поперечно-петльовою схемою газообміну й ексцентричним розташуванням вікон; в - із прямоточною хлипаково-щілинною схемою газообміну; г - із прямоточною схемою газообміну й поршнями що рухаються протилежно; 1 - впускне вікно; 2 - выпускне вікно; 3 - поршень; 4 - выпускний клапан.

Прямоточна схема газообміну із протилежними поршнями, що рухаються (рис. 5.2, г), у якій один поршень управляє впускними вікнами, а інший - випускними, обумовлює високу якість газообміну.

Для попереднього стиску горючої суміші або повітря, як було зазначено вище, у двотактних двигунах може бути використана внутрішня порожнина картера (кривошипна камера). Такі двигуни називаються двигунами із кривошипно-камерною схемою продувки (рис. 5.3.). Вони мають герметично закритий картер, що і служить продувним насосом. При русі поршня від н.м.к. до з. м. т. обсяг простору під ним збільшується, а тиск падає нижче атмосферного, тобто в кривошипній камері створюється розрідження. Внаслідок цього зовнішнє повітря спрямовується в картер через автоматично діючий впускний клапан. При зворотному русі поршня до моменту відкриття впускних вікон відбувається стиск свіжого заряду в кривошипній камері. Після відкриття впускних вікон стислий свіжий заряд витісняється з камери в циліндр.

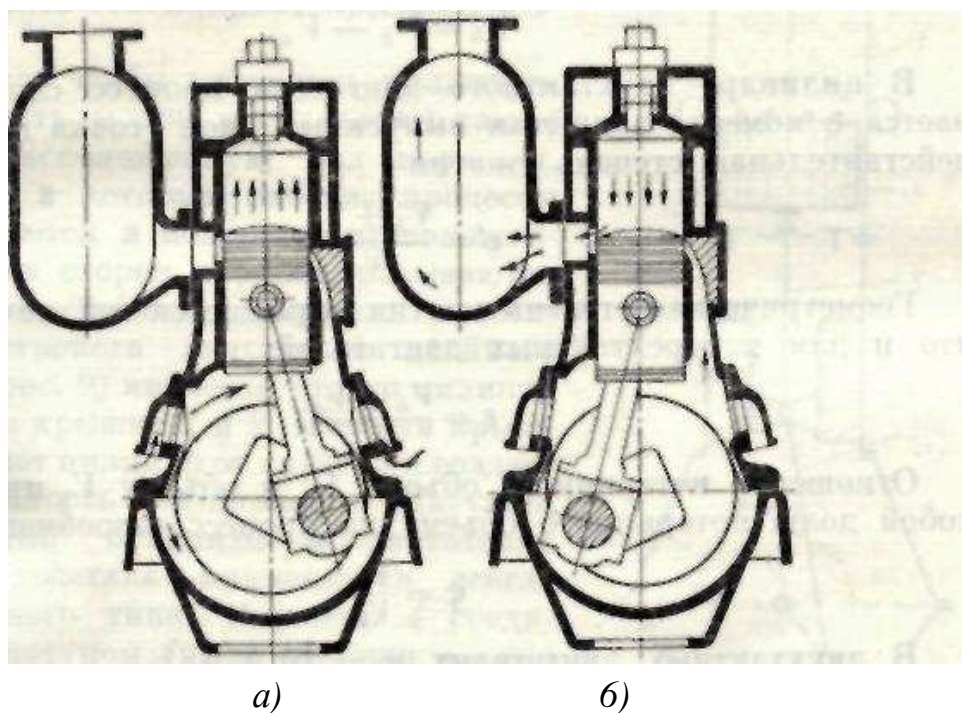


Рис. 5.3. - Схема двотактного двигуна із кривошипно-камерною продувкою
а - наповнення кривошипної камери свіжим зарядом;
б - стиск і продувка.

Перевага двотактних двигунів із кривошипно-камерною схемою продувки - простота пристрою. Однак при даному способі газообміну в порівнянні з іншими способами очищення циліндра й наповнення його свіжим зарядом значно гірше, в результаті чого зменшуються потужність й економічність двигуна.

З розгляду робочого циклу двотактного двигуна (див. індикаторну діаграму на рис. 5.1, а) видно, що на частині ходу поршня S_n , де відбувається газообмін, корисна робота не відбувається. Обсяг V_n , що відповідає цій частині

ходу поршня, називається загубленим. Робочий обсяг циліндра, що описує поршень під час руху від точки m , що визначає момент початку стиску, до в. м. т.

У циліндрі-двотактного двигуна процес стиску починається з моменту закриття випускних вікон (точка m), тому дійсний ступінь стиску

$$\varepsilon' = \frac{V_h' + V_c}{V_c}.$$

Геометричний ступінь стиску виражається тією же формулою, що й для чотиритактних двигунів:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}. \quad (5.1)$$

Відношення загубленого обсягу V_n до обсягу V_h являє собою частку загубленого обсягу на процес газообміну:

$$\psi = \frac{V_n}{V_h}. \quad (5.1)$$

У двотактних двигунах $\varphi = 10$ -і- 38%.

Порівняння робочих циклів чотирьох - і двотактних двигунів показує, що при однакових розмірах циліндра й при тій же числі оборотів потужність двотактного двигуна значно більше. З огляду на збільшення числа робочих циклів, варто було б очікувати збільшення потужності в 2 рази. В дійсності потужність двотактного двигуна збільшується не в 2 рази, а приблизно в 1,5-1,7 рази внаслідок втрати частини робочого обсягу, погіршення очищення й наповнення, а також деякої витрати потужності на приведення в дію продувального насоса. До переваг двотактних двигунів варто також віднести більшу рівномірність моменту, що крутиться, тому що повний робочий цикл здійснюється при кожному обороті колінчастого вала (замість двох у чотиритактних двигунах). Істотним недоліком двотактного процесу в порівнянні із чотиритактним є малий час, що відводиться на процес газообміну. Очищення циліндра від продуктів згоряння й наповнення його свіжим зарядом більш зовсім відбуваються в чотиритактних двигунах.

При зовнішнім сумішоутворенні в результаті продувки циліндра горючою сумішшю вона частково викидається через випускні вікна, тому двотактний процес застосовується частіше в дизелях. Виключення становлять мотоциклетні, човнові й інші двигуни невеликої потужності, для яких більше значення має простота конструкції і її компактність, ніж економічність роботи.

У розглянутих раніше двигунах як чотиритактних, так і двотактних робочі процеси здійснюються тільки в одній порожнині циліндра, розташованій над поршнем. Такі двигуни прийнято називати двигунами простої дії.

Для того, щоб збільшити циліндрову потужність, можна використати також порожнину, розташовану під поршнем. Двигуни, в яких робочі процеси здійснюються в порожнинах, розташованих по обидва боки поршня, називаються двигунами подвійної дії. Особливістю пристроїв двигунів подвійної дії (рис. 5.4.) є те, що циліндр 3 має дві кришки 1 і 2. Нижня кришка 1 відокремлює циліндр від картера й створює робочу порожнину під поршнем. Шатунно-кривошипний механізм у двигунах подвійної дії застосовується завжди крейцкопфного типу. Поршень 4 з'єднується із шатуном 7 за допомогою жорстко пов'язаного з поршнем штока 5 і крейцкопфа (повзуна) 6. Шток проходить через нижню кришку, в якій розташований спеціальний сальник, що забезпечує герметичність робочої порожнини під поршнем.

При роботі двигуна подвійної дії щодо двотактного циклу процес в обох порожнинах протікає, як і в двигунах простої дії. Коли у верхній порожнині здійснюється перший такт, у нижній порожнині в цей час відбувається другий такт, і навпаки, при здійсненні другого такту у верхній порожнині в нижній буде відбуватися перший такт.

Таким чином, використання принципу подвійної дії приводить до збільшення вдвічі числа циклів за одиницю часу. Збільшення потужності в двигунах подвійної дії в порівнянні із двигуном простої дії становить 80-85% внаслідок зменшення робочого об'єму нижньої порожнини через минаючий неї шток. Через значне ускладнення конструкції й малої надійності двигуни подвійної дії в цей час не випускають.

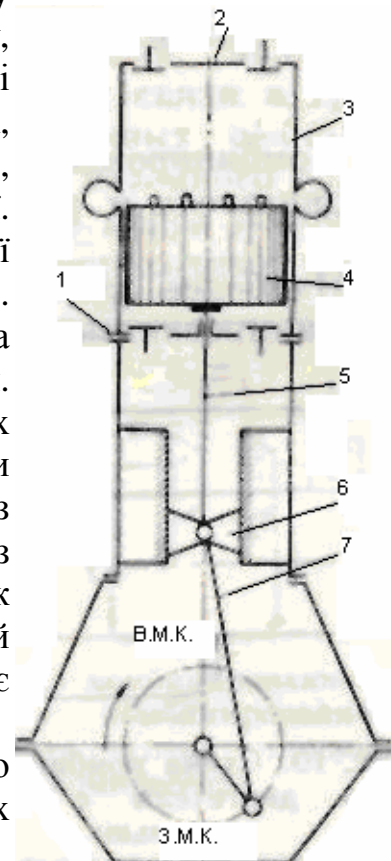


Рис. 5.4. Схема двигуна подвійної дії:

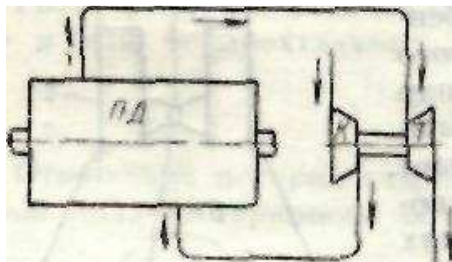
1 і 2 - кришки; 3 - циліндр;
4 - поршень; 5 - шток;
6 - крейцкопф; 7 - шатун

6. Основні схеми з'єднання поршневого двигуна з компресором і турбіною

У комбінованих двигунах зв'язок поршневого двигуна (звичайно-дизеля) з газовою турбіною може бути газовий механічний та змішаний. Механічний зв'язок, а також змішаний як правило, є складними в конструктивному відношенні, тому що в цьому випадку необхідні зубчасті передачі різного типу й т.інше.

Комбіновані двигуни з газовим зв'язком поршневого двигуна й турбіни

Найпоширеніші та доробленими є комбіновані двигуни, що мають



газовий зв'язок поршневого двигуна (дизеля) з турбіною й компресором; при цьому лопаткові машини (турбіна й компресор) часто жорстко з'єднуються між собою (рис. 6.1.). У цих конструкціях потужності турбіни й компресора однакові на всіх режимах роботи двигуна.

Рис. 6.1. Схема комбінованого двигуна з газовим зв'язком:

ПД - поршковий двигун внутрішнього згоряння;
Т - турбіна; ДО - компресор

Основними перевагами такої конструктивної схеми є наступні:

1. К. к. д. турбіни вище к. к. д. в установці з механічним зв'язком внаслідок автоматичного здійснення найвищого співвідношення між швидкістю газів й окружною швидкістю робочого колеса турбіни на всіх режимах роботи.
2. Більша простота конструкції й менші, як правило, габарити.
3. Трохи менші механічні втрати, ніж у комбінованих двигунах з механічним зв'язком, при порівняно маловідмітних насосних втратах і втратах на тертя.
4. Можливість використання наявних готових турбокомпресорів.

До числа недоліків розглянутої конструктивної схеми відносяться наступні:

1. Гірша приємність й затруднений запуск двигуна внаслідок більш повільного підвищення числа оборотів турбокомпресора.
2. Менші можливості збільшення потужності двигуна за рахунок підвищення тиску наддування, ніж при механічному зв'язку, внаслідок того, що тиск наддування безпосередньо залежить від температури й тиску газів на випуску.
3. Недостатня кількість енергії випускних газів при малих навантаженнях для надання руху турбокомпресору, тому що потужність турбіни не забезпечує подачі в циліндр необхідної кількості повітря. В результаті цього затрудняється запуск двигуна й не забезпечується робота двигуна з неповним навантаженням.

Відзначені недоліки, особливо - перший, є серйозною перешкодою для застосування газового зв'язку в транспортних двигунах, що працюють на змінних режимах. Сказане відноситься, насамперед до двигунів наземного транспорту, що працюють більшу частину часу (не менше 70-80%) з неповними навантаженнями при наявності частих перехідних режимів. Це відноситься як до тягових двигунів тепловозів (особливо маневрових), так і до двигунів безрейкового транспорту: тракторного, автомобільного і спеціального призначень.

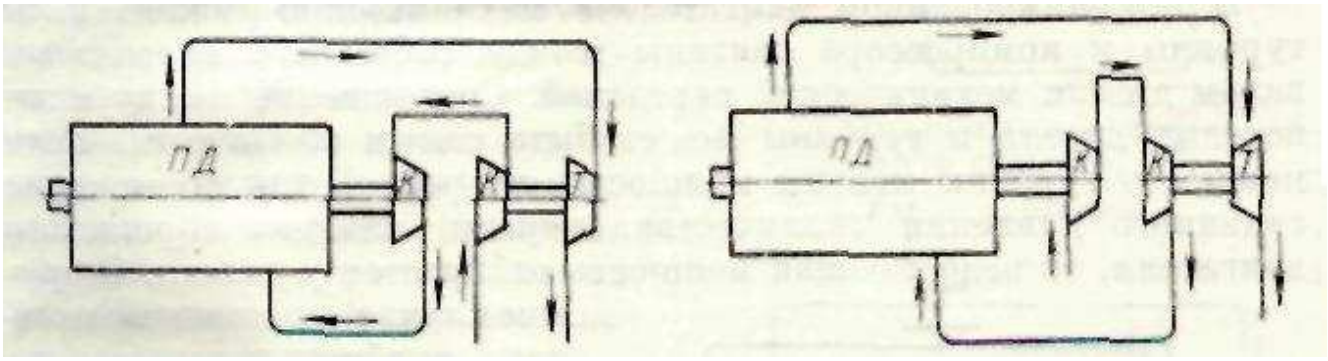


Рис. 6.2. Схема комбінованого двигуна з комбінованим зв'язком (перша ступінь стиску - турбокомпресора)

Рис. 6.3. Схема комбінованого двигуна з комбінованим зв'язком (перша ступінь - приводний компресор)

Незважаючи на згадані вище недоліки, комбіновані установки, в яких чотиритактний двигун має газовий зв'язок з турбіною й компресором, одержали найбільш широке застосування в промисловості й на транспорті.

У двотактних двигунах, а також у ряді чотиритактних, нерідко застосовується двоступінчастий стиск повітря. Такі двигуни називають двигунами з комбінованим зв'язком турбіни й компресора з поршневим двигуном або двигунами з комбінованою системою наддування. В цьому випадку застосовують одну з наступних схем:

1. Першим щаблем стиску є турбокомпресор, другим - приводний компресор (рис. 6.2.).
2. Першим щаблем стиску служить приводний компресор, другий - турбокомпресор (рис. 6.3.).

Наявність у розглянутих конструктивних схемах двоступінчастого стиску обумовлює можливість використання проміжного охолодження повітря й, отже, зменшення витрати потужності для одержання заданої кількості свіжого повітря.

Незважаючи на ускладнення конструкції, двигуни з комбінованою системою наддування завдяки наявності переваг, властивим обом схемам зв'язку (газовій та механічній), одержали широке поширення спочатку в авіації, а в цей час застосовуються в суднових установках й в наземному транспорті.

Дані схеми наддування використовуються також і в двотактних малообертових двигунах великої потужності.

6.1. Класифікація двигунів внутрішнього згоряння

Двигуни внутрішнього згоряння можуть бути класифіковані за такими основними ознаками:

- родом вживаного палива: двигуни, що працюють на рідкому паливі, газові двигуни й газорідинні двигуни;
- способом сумішоутворення: двигуни із зовнішнім і внутрішнім сумішоутворенням;
- способом здійснення газообміну: чотиритактні й двотактні;
- способом запалення горючої суміші: двигуни із самозапалюванням від стиску й двигуни із примусовим запалюванням (від електричної іскри);
- способом наповнення робочого циліндра: двигуни з наддуванням і без наддування.

Крім того, класифікація двигунів можлива також за конструктивними ознаками:

- конструкції кривошипно-шатунного механізму: тронкові (більша частина двигунів із циліндровою потужністю до 600 к. с.) і крейцкопфні (переважно тихохідні двигуни великої потужності) двигуни;
- розташування й числа циліндрів;
- ступеня швидкохідності: тихохідні (із середньою швидкістю поршня 6,5-10 м/сек) і швидкохідні (із середньою швидкістю поршня 10-15 м/сек);
- напрямку обертання колінчастого вала: двигуни правого й лівого обертання, реверсивні (тобто, зі зміною напрямку обертання вала) і нереверсивні двигуни.

За призначенням двигуни діляться на:

- стаціонарні промислового призначення (для встановлення на електростанціях, заводах, насосних станціях і т.ін.);
- наземно - транспортні: тепловозні, автомобільні, тракторні, пересувні, дорожні, транспортно - навантажувальні й т.ін. ;
- суднові: головні двигуни (реверсивні й нереверсивні), що приводять до руху гвинт або електрогенератори, допоміжні (нереверсивні) двигуни, для приводу ряду допоміжних механізмів суднової машинної установки.

Існують й інші ознаки, за якими можлива класифікація двигунів.

7. Індикаторна діаграма

Індикаторна діаграма в координатах $p - V$ являє собою залежність тиску в циліндрі від обсягу надпоршневого простору за робочий цикл.

Індикаторна діаграма дає можливість об'єктивно судити щодо протікання робочого циклу й про якість процесу згоряння палива. Особливість індикаторної діаграми полягає в тім, що площа індикаторної діаграми пропорційна роботі, виконаній в циліндрі газами. Отже, за величиною площі діаграми й числа циклів за одиницю часу можна визначити так звану індикаторну потужність, що розвивають гази всередині циліндра.

Для того, щоб судити про ступінь досконалості робочого циклу, дійсну індикаторну діаграму, отриману на двигуні, співвідносять із теоретичною діаграмою, в якій для спрощення досить складного дійсного циклу окремі робочі процеси замінені елементарними термодинамічними процесами, що легко піддаються дослідженню. При спрощенні явищ не враховується ряд неминучих втрат, наявних у дійсному циклі, внаслідок чого площа термодинамічної (теоретичної) діаграми завжди більша площі дійсної діаграми. Таким чином, термодинамічний цикл є межею, до якої варто прагнути при проведенні дійсного циклу.

Термодинамічні цикли, як прототипи дійсних циклів двигунів внутрішнього згоряння, розрізняються між собою за характером процесів передачі теплоти й віддачі її до холодного джерела. В сучасних поршневих двигунах внутрішнього згоряння залежно від характеру виділення теплоти при згорянні палива дійсні цикли наближаються до термодинамічних циклів з передачею теплоти Q_1 при постійному обсязі (рис. 7.1, а) або при постійному тиску (рис. 7.1, б) або, нарешті, до змішаного циклу з передачею частини теплоти при постійному обсязі (21 і частини теплоти при постійному тиску Q_1 (рис. 7.1, в). Відвід теплоти (Q_2) у всіх випадках приймається, що відбувається при постійному об'ємі.

Як відомо з курсу технічної термодинаміки, к. к. д. змішаного циклу з передачею теплоти при $p - const$ і $V = const$ виражається формулою

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{R-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^R - 1}{\lambda - 1 + k(\rho - 1)}, \quad (7.1)$$

де k – показник адіабати;

λ - ступінь підвищення тиску;

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}, \quad (7.2)$$

ρ - ступінь попереднього розширення;

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}. \quad (7.3)$$

Аналіз термодинамічних циклів показує, що термічний к. к. д. η_t , зростає зі збільшенням ступеня стиску ε , зменшенням ступеня попереднього розширення ρ і збільшенням ступеня підвищення тиску λ .

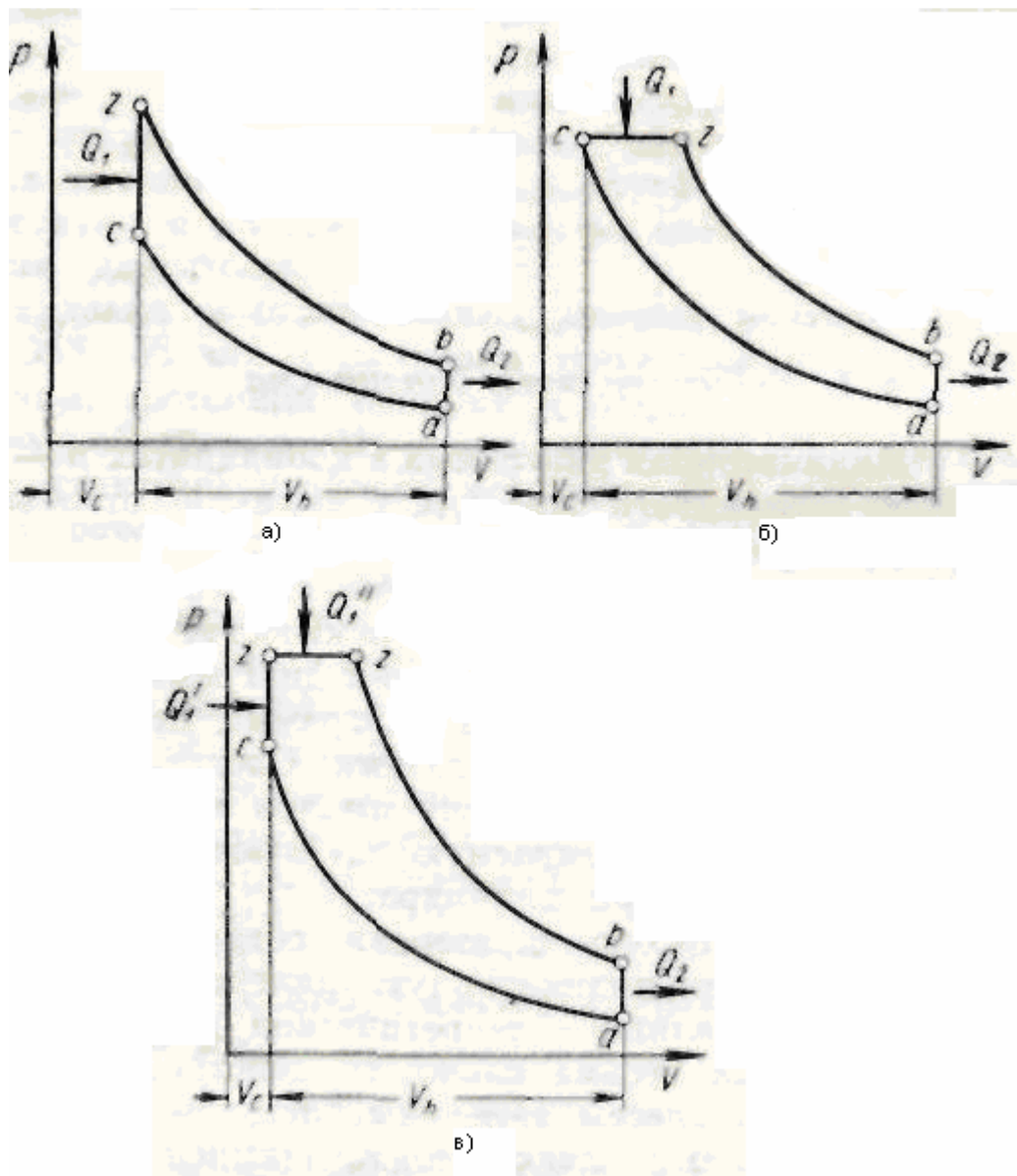


Рис. 7.1. - Теоретичні індикаторні діаграми двигунів внутрішнього згоряння:

- а - з передачею теплоти при постійному обсязі;
- б - з передачею теплоти при постійному тиску;
- в - з передачею теплоти при постійних обсязі й тиску

Отже, для поліпшення економічності дійсного циклу в двигунах внутрішнього згоряння бажано збільшити ступінь стиску й організацію процесу згоряння палива з підведенням теплоти при постійному обсязі. Однак при збільшенні ϵ й λ в циліндрі двигуна різко зростають максимальні тиски й підвищуються втрати на тертя. Тому збільшення ступеня стиску більше 12-14 недоцільне, тому що подальше підвищення його практично не впливає на економічність.

Робочий цикл із підведенням теплоти при постійному обсязі відбувається у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторних і газових), тобто в таких двигунах, у яких до моменту згоряння вся порція палива у вигляді

горючої суміші вже перебуває в циліндрі. Для цих двигунів підвищення ступеня стиску обмежується температурою робочої суміші наприкінці стиску, що може привести до передчасного згоряння. Залежно від властивостей вживаного палива у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням ступінь стиску ϵ перебуває в межах 5-10,5.

У дизелях, в яких стискується повітря, а не робоча суміш, ступінь стиску може бути прийнята найбільш вигідною для циклу, тобто рівною 12-14. У швидкохідних дизелях, призначених для роботи за низьких температур навколишнього повітря, використовується й більш високий ступінь стиску.

Залежно від способу розпилювання й тиску упирскування в циліндр палива, числа обертів й інших факторів дійсний цикл у дизелях у більшому або меншому ступені наближається до термодинамічного змішаного циклу.

7.1. Середній індикаторний тиск й індикаторна потужність

Індикаторна діаграма, знята із двигуна, зображує собою дійсний цикл із урахуванням втрат теплоти, а площа індикаторної діаграми - індикаторну роботу циклу. На рис. 7.1. показані дійсні індикаторні діаграми двигунів, з яких видно, що в чотиритактних двигунах площа діаграми, що визначає роботу за цикл (рис. 7.1, а), складається із площі, що відповідає "позитивній" роботі, отриманої за такти стиску й розширення, і площі, що представляє собою "негативну" роботу газів при здійсненні тактів впуску й випуску.

У двигунах без наддування на очищення й наповнення витрачається робота, що буде негативною. У двигунах з наддуванням ця робота може бути як негативною, так і позитивною. Роботу газів у період газообміну звичайно враховують у числі механічних втрат у двигуні.

У двотактних двигунах вся площа індикаторної діаграми являє собою корисну індикаторну роботу (рис. 7.1, б). Чим більше індикаторна робота L_i , тим краще ступінь використання робочого обсягу циліндра двигуна V_h .

Якщо прийняти, що на поршень діє деякий умовний постійний тиск p_i , що протягом одного ходу поршня виконує роботу, що дорівнює роботі газів за цикл, то величина L_i для заданого робочого обсягу циліндра може бути виражена у вигляді добутку:

$$L_i = p_i V_i \text{ кГм.} \quad (7.4)$$

Цей умовний тиск p_i в циліндрі прийнято називати середнім індикаторним тиском. З рис. 7.1.1 видно, що середній індикаторний тиск являє собою висоту прямокутника, підстава якого дорівнює робочому обсягу V_h , а площа дорівнює площі індикаторної діаграми. Цей прямокутник також можна одержати як різницю площ, що відповідають роботі розширення (прямокутник з висотою p_2) і роботі стиску (прямокутник з висотою p_1).

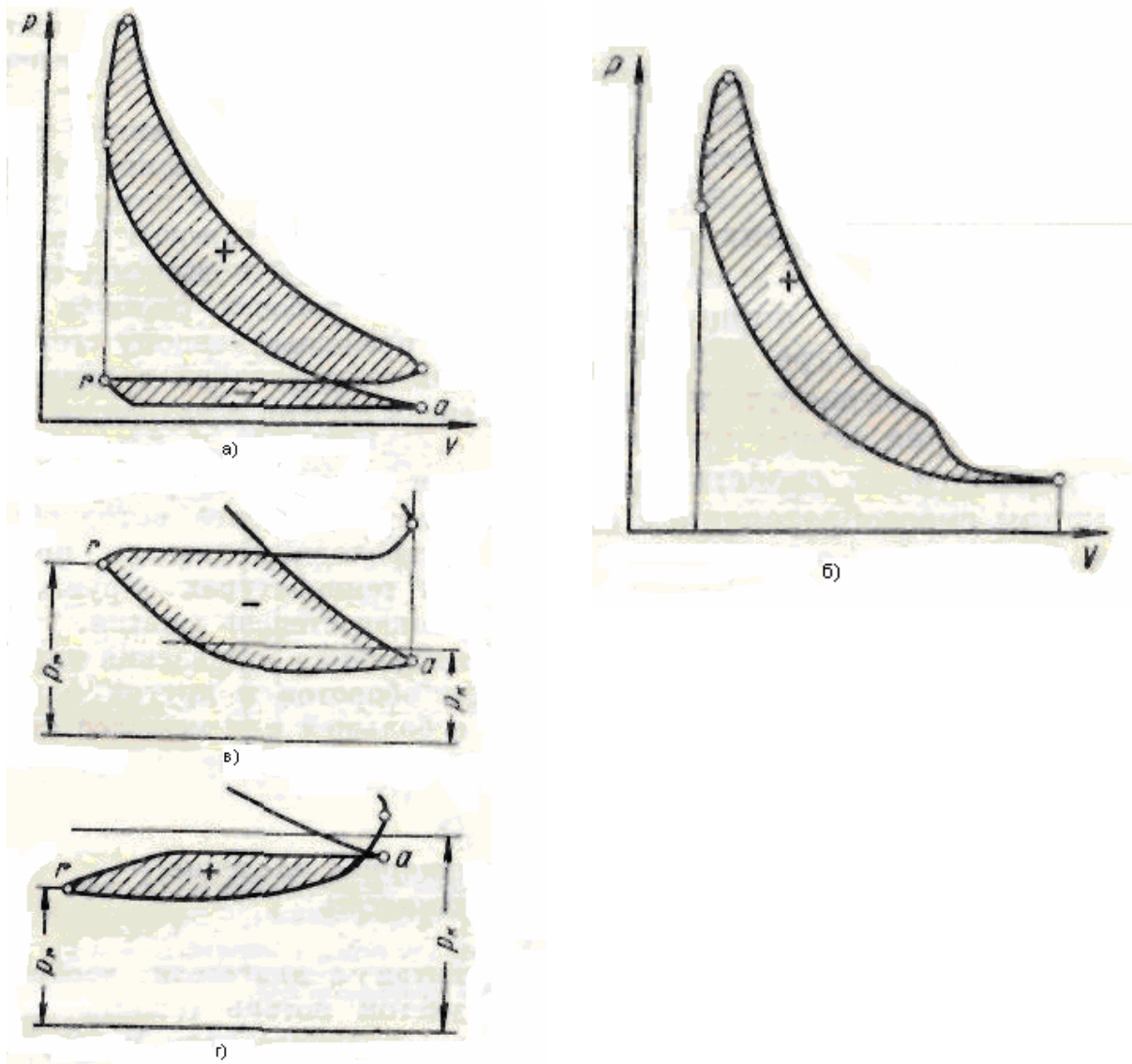


Рис. 7.1.1 Дійсні індикаторні діаграми:

а - чотиритактного двигуна;

б - двотактного двигуна; в - діаграма випуску й впуску чотиритактного двигуна без наддування; г - діаграма впуску й випуску чотиритактного двигуна з наддуванням

Тому що корисна індикаторна робота при заданих розмірах циліндра пропорційна тиску p_i , та досконалість робочого процесу можна оцінювати по середньому індикаторному тиску. Чим більше тиск p_i , тим більше робота L_i і, отже, робочий обсяг циліндра використовується краще. Максимальні значення середнього індикаторного тиску в різних двигунах залежать від багатьох факторів: способу сумішоутворення, здійснюваного циклу, коефіцієнта надлишку повітря, наповнення циліндра й т.ін..

Знаючи середній індикаторний тиск p_i Н, робочий обсяг циліндра V_h , число циліндрів і число обертів n за хвилину колінчастого вала, можна визначити індикаторну потужність двигуна за формулою:

$$N_i = \frac{\rho_i V_h i n}{225 \tau}, \quad (7.5)$$

де τ - тактність двигуна; для чотиритактних двигунів $\tau = 4$, для двотактних двигунів $\tau = 2$.

Добуток $V_h i$ являє собою робочий обсяг (літраж) двигуна, тобто суму робочих обсягів всіх циліндрів у літрах.

Індикаторна потужність двигуна залежить від середнього індикаторного тиску p_i й числа обертів n . Зі збільшенням p , і n зростають індикаторна потужність і ступінь використання робочого обсягу циліндра. Тиск p_i можна підвищити, збільшивши наповнення циліндра шляхом застосування наддування. Збільшення числа обертів n обмежується зростаючим зношуванням основних деталей і різних втрат. Тому число обертів вибирають, головним чином, залежно від призначення двигуна. Ті з них, які повинні мати більший строк служби за умови, що розміри й маса не мають великого значення, як, наприклад, двигуни, які установлюють на електростанціях і великих суднах, виконують із малим числом обертів вала. Транспортні двигуни - залізничні, тракторні й особливо - авіаційні й автомобільні - для забезпечення малої маси й компактності конструкції роблять швидкохідними.

8. Механічні втрати й ефективна потужність

Індикаторна робота, виконана газами в робочому циліндрі, передається на колінчастий вал через поршень і кривошипно-шатунний механізм двигуна.

Ця передача супроводжується механічними втратами внаслідок тертя поршнів і кілець об стінки циліндрів, наявності тертя в підшипниках кривошипно-шатунного механізму. Крім того, частина індикаторної роботи витрачається на приведення в дію механізму газорозподілу, паливних, масляних, водяних і продувних насосів й інших допоміжних механізмів двигуна.

У чотиритактних двигунах частина індикаторної роботи витрачається також на виділення продуктів згоряння й заповнення циліндра свіжим зарядом.

Потужність, що відповідає всім цим втратам, називається потужністю механічних втрат N_m .

На відміну від індикаторної потужності корисну потужність, яку можна одержати на валу двигуна, називають ефективною потужністю N_e двигуна. Ефективна потужність менше індикаторної на величину потужності механічних втрат, тобто:

$$N_e = N_i - N_m \quad (8.1)$$

Відношення ефективної потужності до індикаторної називають механічним к. к. д. (коефіцієнтом корисної дії):

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (8.2)$$

Таким чином, механічний к. к. д. показує частку індикаторної потужності, що використовується для здійснення корисної роботи. Зі збільшенням механічних втрат механічний к. к. д. знижується й, відповідно, зменшується ефективна потужність двигуна й погіршується його економічність.

Потужність, що відповідає механічним втратам, і ефективну потужність двигуна визначають експериментальним шляхом. При випробуваннях на спеціальних гальмових установках звичайно вимірюють крутний момент M_{κ} , число оборотів n і підраховують ефективну потужність:

$$N_e = \frac{M_{\kappa} n}{716,2} \quad \text{к.с.} \quad (8.3)$$

Для зручності порівняння різних двигунів при оцінці механічних втрат та ефективності роботи двигуна аналогічно середньому індикаторному тиску p_m використовують середній тиск механічних втрат p_m і середній ефективний тиск p_e .

Таким чином, потужність механічних втрат:

$$N_m = \frac{\rho_i V_h i n}{225 \tau} \quad \text{к.с.}, \quad (8.4)$$

ефективна потужність:

$$N_e = \frac{\rho_e V_h i n}{225 \tau}. \quad (8.5)$$

З вираження для N_e й η_T маємо:

$$p_e = p_i - p_m \quad (8.6)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (8.7)$$

Середній тиск механічних втрат p_m залежить від конструкції двигуна, матеріалу і якості обробки тертьових деталей, якості зборки й у значній мірі - від числа оборотів.

Середній ефективний тиск P_e , відповідає ефективній роботі, віднесеної до одиниці робочого обсягу двигуна, і є основним його ефективним показником. Значення p_e залежить не тільки від якості робочого процесу й ступеня використання робочого обсягу (тобто значення p_i), але й від досконалості конструкції й виготовлення двигуна, тобто від величини механічних втрат.

Порівняльна якісна оцінка різних двигунів може бути зроблена на підставі комплексних показників, що характеризують досконалість робочого процесу, ступінь використання робочого обсягу циліндра, економічність двигуна, масу й габаритні розміри.

Одним з основних показників двигуна, що характеризує його відносно використання робочого обсягу циліндра, є літрова потужність, тобто потужність, що припадає на 1 л робочого обсягу:

$$N_l = \frac{N_e}{iV_h} = \frac{p_e n}{225\tau} \quad \text{к.с.} \quad (8.7)$$

Показником напруженості (форсування) циліндра служить питома навантаження на поршень, яке називають також поршневою потужністю:

$$N_n = \frac{N_e}{iF_n} = \frac{c_m p_e}{7,5\tau} \quad \text{к.с.}, \quad (8.8)$$

де F_n - площа поршня;

c_m - середня швидкість поршня; $c_m = S_n/30$ м/сек.

Показник напруженості характеризує двигун відносно досягнутого значення p_e , середньої швидкості поршня c_m і теплонапруженості робочого циліндра $c_m p_e$. Критерієм досконалості конструкції відносно її маси служить питома маса двигуна, тобто маса двигуна, що припадає на одиницю ефективної потужності.

8.1 Коефіцієнт корисної дії

Економічність робочого циклу, а також економічність двигуна в цілому оцінюються коефіцієнтом корисної дії або питомими витратами палива.

Ступінь використання теплоти в дійсному робочому циклі з обліком всіх теплових втрат, тобто економічність робочого циклу, оцінюється індикаторним к. к. д. η_i , що являє собою відношення теплоти Q_i , еквівалентної індикаторній роботі, до всієї теплоти Q , введеній з паливом у двигун.

Корисно використана теплота при роботі двигуна протягом години

$$Q_i = 632,3 N_i \quad \text{ккал/г} \quad (8.9)$$

де 632,3 - тепловий еквівалент 1 к. с. ч. у ккал./ (к. с. г).

Кількість теплоти, введеній з паливом у двигун при роботі його протягом 1 години,

$$Q = G_T H_i \quad \text{ккал/г}, \quad (8.10)$$

де G_T - годинна витрата палива в кг/г або м³/г;

H_i - нижча теплота згорання палива в ккал/кг або ккал/м³.

Отже, індикаторний к. к. д.

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q} = \frac{632,3 N_i}{G_T H_u} = \frac{632,3}{\left(\frac{G_T}{N_i}\right) H_u} \quad (8.11)$$

Відношення G_T/N_i показує кількість палива, що витрачає двигун для одержання протягом 1 години індикаторної потужності, що дорівнює 1 к. с., і називається питомою індикаторною витратою палива g_i .

Таким чином, індикаторний к. к. д.

$$\eta_i = \frac{632,3}{g_i H_i} \quad (8.12)$$

Індикаторний к. к. д. η_i й питома індикаторна витрата палива g_i характеризують економічність робочого циклу. Величина їх залежить від ряду факторів: ступеня стиску, коефіцієнта надлишку повітря, способу сумішоутворення, швидкості й повноти згоряння палива, середнього індикаторного тиску і т. ін.

Індикаторний к. к. д. має велике значення для оцінки ступеня досконалості робочого процесу. Високі значення η_i свідчать про гарне протікання робочого процесу в циліндрі двигуна. Для сучасних двигунів індикаторний к. к. д. дорівнює 0,25-0,50. Менші значення відносяться до двигунів з малими ступенями стиску (двигуни із зовнішнім сумішоутворенням). Більш високі значення η_i отримують у двигунах з високим ступенем стиску (дизелі) і більше досконалим робочим процесом.

Для оцінки економічності роботи двигуна в цілому використовується ефективний к. к. д., що являє собою відношення теплоти, еквівалентної ефективній роботі, до теплоти, витраченої на одержання цієї роботи.

Таким чином, ефективний к. к. д. враховує як теплові, так і механічні втрати в двигуні. Виражаючи ефективний к. к. д. аналогічно індикаторному к. к. д., одержуємо

$$\eta_e = \frac{632,3}{g_e H_u} \quad (8.13)$$

де g_e - питома ефективна витрата палива в кг/(к. с. ч) або м³/(к. с. ч).

Механічний к. к. д. може бути виражений наступними відносинами:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{g_i}{g_e} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (8.14)$$

тобто розглянуті к. к. д. пов'язані залежністю

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (8.15)$$

У двигунах внутрішнього згоряння порівняно невелика частина (20-40%) теплоти, що виділяється при згорянні палива, введенного в циліндри двигуна, переходить у корисну роботу; інша теплота - губиться.

У реальному двигуні більша частина теплоти виводиться з випускними газами, охолодною рідиною, губиться в зовнішньому середовищі теплообміну; крім того, завжди має місце деяка неповнота згоряння.

Загальний розподіл теплоти, що виділилася при згорянні палива та вводиться у циліндр, називається *тепловим балансом двигуна*.

8.2. Підвищення питомої потужності двигунів

Збільшення швидкості руху транспортних засобів вимагає підвищення потужності двигунів. Потужність двигуна можна підвищити, збільшивши розміри й робочий обсяг двигунів; однак при цьому зростають їхня маса й габаритні розміри, що, в свою чергу, приводить до збільшення розмірів транспортних засобів. Отже, цей шлях підвищення потужності не дає значного виграшу в швидкості. Необхідно підвищувати потужність двигуна без збільшення його габаритних розмірів і маси.

Збільшення розмірів та кількості циліндрів звичайно має обмеження. За по виробничими мотивами максимальні розміри діаметра циліндра не перевищують 1000 мм.

При збереженні швидкохідності двигуна динамічні сили у випадку збільшення розмірів поршня можуть перевищити припустимі межі, тому необхідно знижувати число обертів колінчастого вала двигуна.

При діаметрі циліндрів 900-1000 мм число обертів колінчастого вала не перевищує 120 на хвилину. Збільшення числа циліндрів при збереженні їхніх розмірів і числа обертів колінчастого вала теж має межу. У випадку об'єднання в одному агрегаті великої кількості циліндрів (іноді воно досягає 50 і більше) конструкція двигуна стає дуже складною і його експлуатація надмірно ускладнюється. При великій кількості циліндрів важко помітити погіршення роботи одного або навіть декількох циліндрів.

Збільшення числа обертів двигуна обмежується для кожного розміру поршня виникаючими силами інерції. Для двигунів гоночних автомобілів з діаметром циліндрів 50-60 мм вдається досягти числа обертів 10 000-12 000 за хвилину. Для серійних автомобільних двигунів у цей час максимальне число обертів колінчастого вала вибирається в межах 4500-5500 за хвилину. Тому підвищення потужності двигуна прагнуть досягти поліпшенням використання робочого обсягу двигуна й збільшенням його літрової або поршневої потужності.

Збільшення літрової потужності при незмінному числі обертів можна досягти такими способами:

- а) підвищенням ступеня стиску;
- б) поліпшенням коефіцієнта наповнення циліндра;
- в) збільшенням масового заряду циліндра;
- г) використанням енергії випускних газів;
- д) застосуванням комбінованих схем двигуна.

Підвищення ступеня стиску дозволяє підвищити середній індикаторний тиск. Однак, як показує термодинамічне дослідження, при збільшенні ступеня стиску більше 18 приріст середнього індикаторного тиску зменшується. При цьому значно швидше зростають механічні втрати в двигуні внаслідок підвищення максимального тиску згоряння. Отже, недоцільно збільшувати ступінь стиску вище 18-20.

У дизелях описаний вище спосіб підвищення потужності вже використаний; цим способом можна підвищити літрову потужність лише у

двигунах з меншими ступенями стиску, тобто в карбюраторних двигунах. При зовнішнім сумішоутворенні, однак, ступінь стиску обмежується якістю вживаного бензину. При невідповідній якості бензину, ступеня стиску в двигуні в ньому виникає детонаційне горіння. Застосування високооктанового палива дасть можливість підвищити ступінь стиску у двигунів із примусовим запалюванням до 10-11. При подальшому підвищенні ступеня стиску значно зростає максимальний тиск згоряння, що приводить до необхідності підвищення міцності деталей двигуна й, отже, до його поважчання.

Поліпшення наповнення циліндра двигуна дає можливість спалити без утворення диму більшу кількість палива, тобто одержати більшу потужність у циліндрі даного обсягу й збільшити максимальне число обертів колінчастого вала без істотного зниження індикаторного тиску.

Коефіцієнт наповнення можна збільшити, зменшуючи загальний опір впускного трубопроводу, повітряного фільтра й карбюратора.

У багатоциліндровому двигуні спостерігається більша нерівномірність наповнення циліндрів, що приводить до зниження потужності окремих циліндрів і зменшення загальної потужності двигуна. Тому необхідно прагнути до однакового наповнення циліндрів двигуна.

У дизелях при однаковій (максимальній) подачі палива в усі циліндри нерівномірність подачі повітря призводить до димного згоряння в деяких циліндрах, внаслідок чого доводиться зменшувати максимальну подачу в усіх циліндрах, тобто знижувати загальну потужність двигуна.

Для двигунів із примусовим запалюванням нерівномірність подачі суміші по циліндрах призводить до зменшення її кількості в окремих циліндрах і до зниження потужності цих циліндрів. Крім того, нерівномірне наповнення може супроводжуватися порушенням однорідності складу горючої суміші в окремих циліндрах, що також призводить до їхнього недовантаження при роботі на максимальній потужності й зменшення загальної потужності двигуна. Отже, усунення нерівномірності наповнення циліндрів дає можливість збільшити загальну потужність багатоциліндрового двигуна.

Збільшення масового заряду циліндра, як і поліпшення його наповнення, дозволяє збільшувати кількість палива, що спалюється, в результаті чого підвищується потужність. Основним способом збільшення масового заряду двигуна служить наддування двигунів, тобто подача свіжого заряду в циліндр двигуна під тиском.

У двигунах із примусовим запалюванням поява детонаційного згоряння визначається значеннями температури й тиску кінця стиску горючої суміші. Тому застосування наддування в них звичайно недоцільно, оскільки викликає необхідність зменшення ступеня стиску. Наддування двигунів такого типу раціонально використати тільки для короткочасного форсування їх і компенсації втрати потужності при роботі в розрідженій атмосфері (авіаційні поршневі двигуни).

У дизелях з наддуванням збільшується кількість кисню в циліндрі, що дозволяє спалювати більшу кількість палива й одержувати більшу потужність

при тому ж робочому обсязі. Наддування може бути застосовано як для чотиритактних, так і для двотактних двигунів.

У компресорі для стиску повітря затрачається певна кількість енергії.

Збільшення потужності двигуна при установці компресора з механічним приводом дорівнює різниці потужності, отриманої двигуном за рахунок наддування, і потужності, витраченої на привід компресора. У випадку зменшення навантаження, тобто при роботі двигуна з неповною потужністю й постійним числом обертів, а отже, з постійним числом обертів компресора, виграшу потужності не буде, і двигун стане менш економічним, ніж при роботі без наддування. Погіршення економічності двигуна при роботі із частковим навантаженням є основним недоліком цієї системи наддування. Перевагою її є швидке досягнення компресором максимального числа обертів.

Компресор із приводом від стороннього джерела енергії має всі переваги компресора з механічним приводом і дозволяє регулювати подачу повітря при зміні навантаження за заданим законом. Крім того, використання такого приводу значною мірою полегшує пуск двигуна. Недоліком розглянутого приводу варто вважати наявність додаткового двигуна, що, безсумнівно, підвищує вартість силової установки.

Найбільше часто в цей час для приводу компресора використовується газова турбіна, що працює на випускних газах двигуна. Турбіну й компресор поєднують в один агрегат, який називають турбокомпресором.

Застосування газотурбінного приводу дозволяє виключити складний і досить дорогий механічний привід, полегшує компонування силової установки й забезпечує саморегулювання подачі повітря при зменшенні навантаження.

Використання енергії випускних газів у турбіні підвищує ступінь розширення газів й ефективну потужність двигуна.

Випускні гази двигуна перед турбіною, залежно від його форсування, мають температуру 370-600° С у двотактних двигунах і 500-700° С - у чотиритактних.

Кількість випускних газів, що припадають на одиницю маси палива, яке згоряє, залежить від коефіцієнта надлишку повітря й коефіцієнта продувки.

У двотактних двигунах на одиницю маси палива, яке згоряє, потрібно в 1,5-2 рази більше повітря, ніж у чотиритактних, що приводить до необхідності збільшувати розміри й продуктивність компресора й потужність його приводу.

Зі збільшенням форсування двигуна потужність турбіни зростає і при відомих умовах має більшу потужність, яка потрібна для компресора. В цьому випадку надлишок потужності турбіни може бути переданий споживачеві.

У двотактних двигунах з тиском наддування більше 1,5 кг/см², потужності турбіни недостатньо для приводу компресора. Тому часто застосовують комбінований привід: перша ступінь - компресор низького тиску - приводиться в рух турбіною, друга ступінь - компресор високого тиску - від колінчастого вала двигуна.

На транспортних чотиритактних двигунах з наддуванням комбінований привід використовується для виправлення характеристики двигуна. При газотурбінному наддуванні потужність двигуна на номінальному числі обертів

збільшується в більшій мірі, ніж на часткових числах обертів. Це дещо погіршує можливість подолання перешкод транспортним засобом, на якому встановлений даний двигун, при русі в пересіченій місцевості. У цьому випадку необхідно збільшити тиск наддування при зниженні числа обертів двигуна, що можна здійснити за допомогою компресора з механічним приводом.

9. Регулювання й характеристики двигунів

В експлуатаційних умовах двигуни внутрішнього згоряння, залежно від споживача енергії, повинні працювати на різній кількості обертів і крутних моментів, - тобто на різних режимах. Діапазон можливих швидкісних і навантажувальних режимів двигуна, з одного боку, обмежується номінальними значеннями числа обертів і потужності або крутного моменту, що вказує завод-виготовлювач, а з іншого боку - мінімальним числом обертів, за якого може бути забезпечена стійкіша робота двигуна на холостому ходу.

На кожному швидкісному режимі двигуна крутний момент може мінятися від нуля (холостий хід) до максимального значення. Так, наприклад, якщо двигун надає оберти генератору, що живить мережу, до якої підключені електродвигуни й освітлювальні установки, то необхідно, щоб незалежно від кількості споживаної енергії (навантаження) напруга струму була постійною. Це досягається підтримкою постійного числа обертів двигуна при роботі на різних навантажувальних режимах. Сталість числа обертів при різних навантаженнях потрібно також у випадку надавання руху від двигуна машин, наприклад, компресорів, насосів і т.ін.

У випадку установки двигуна на автомобіль енергія що виробляється використовується для переміщення автомобіля. За існуючих схем трансмісії автомобіля число обертів коліс, зв'язаних через зчеплення з колінчастим валом двигуна, приблизно пропорційне швидкості руху автомобіля. Під час руху автомобіля з постійною швидкістю опір руху може мінятися, залежно від стану шляху, його схилу, сили й напрямку вітру і т.ін., внаслідок чого змінюється й споживана автомобілем потужність. Таким чином, автомобільний або інший наземний транспортний двигун повинен працювати при різних числах обертів і крутних моментів.

При роботі двигуна його потужність або крутний момент при заданих числах обертів повинні бути рівні потужності або крутний момент споживача. У випадку невідповідності між потужністю, що розвиває двигун, і навантаженням з боку споживача двигун може надмірно збільшити число обертів (піти в рознос) або, навпаки, значно зменшити їх і зупинитися. Режим роботи двигуна, при якому число обертів, крутний момент або потужність у розглянутий період залишаються постійними, називається сталим режимом.

При зміні опору зовнішньої мережі у випадку двигуна, що працює на генератор, або зміні опору руху транспортного засобу необхідно відповідне регулювання потужності двигуна, щоб забезпечити стійку його роботу.

Підтримка відповідності між зовнішнім навантаженням двигуна й потужності, що розвиває їм, - основне завдання регулювання.

Розглянемо способи регулювання потужності двигуна при постійному числі обертів.

Як вже було сказано, ефективна потужність двигуна

$$N_e = \frac{p_e V_h n_i}{225\tau} \quad \text{к.с.} \quad (9.1)$$

При постійному числі обертів у хвилину n всі величини в правій частині зазначеного вираження, за винятком середнього ефективного тиску за цикл p_e , мають постійні значення. Тому, позначаючи їхнім загальним коефіцієнтом k , можна записати:

$$N_e = k p_e \quad \text{к.с.} \quad (9.2)$$

Тобто ефективна потужність двигуна прямо пропорційна середньому ефективному тиску.

Середній ефективний тиск:

$$\rho_e = \rho_i \eta_m = \rho_i - \rho_m \quad \text{мПа} \quad (9.3)$$

Отже, ефективна потужність при постійному числі обертів, може бути змінена шляхом збільшення або зменшення середнього індикаторного тиску p_i . Регулювання потужності шляхом зміни механічних втрат p_m , природно, недоцільне.

Середній індикаторний тиск p_i залежить (в основному) від наступних параметрів:

1. Ступеня наповнення циліндра свіжим зарядом горючої суміші, оцінюваної коефіцієнтом наповнення η_v . При збільшенні наповнення циліндра свіжим зарядом зростає кількість теплоти, що виділяється при згорянні, і підвищується тиск p_i ; коефіцієнт наповнення залежить від щільності свіжого заряду:

$$\rho_a = \frac{p_a}{RT_a}, \quad (9.4)$$

де p_a й T_a - тиск і температура заряду наприкінці впуску.

2. Теплоти згорання горючої суміші $\frac{Hi}{\alpha L_o}$. При підвищенні

теплоти згорання горючої суміші також збільшується кількість теплоти, що виділяється при згорянні, і, відповідно, середній індикаторний тиск. При роботі двигуна на паливі певного сорту зміна теплоти згорання горючої суміші можливе лише шляхом зміни якості суміші, тобто збільшення або зменшення коефіцієнта надлишку повітря α . Зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря горюча суміш збіднюється й

зменшується тиск p_i при зменшенні коефіцієнта α горюча суміш збагачується й підвищується значення p_i .

Таким чином, можливі два способи регулювання.

Перший спосіб - зміна кількості свіжого заряду, що надходить у циліндр двигуна. У цьому випадку для зниження потужності двигуна зменшують кількість свіжого заряду, не змінюючи складу горючої суміші. Такий спосіб регулювання називається кількісним регулюванням і практично здійснюється шляхом установки додаткового опору у вигляді дросельної заслінки у впускному трубопроводі. В результаті дроселювання тиск свіжого заряду зменшується. Чим більше прикриває заслінка прохідний перетин, тим нижче стає тиск впуску p_a , а отже, менше наповнення циліндра й потужність, що розвиває двигун.

Істотним недоліком кількісного регулювання є збільшення насосних втрат внаслідок дроселювання й значне зниження тиску наприкінці стиску при малих навантаженнях. До переваг цього способу регулювання варто віднести те, що при цьому можна вибрати оптимальне значення коефіцієнта надлишку повітря, що забезпечує гарне згоряння на всіх режимах роботи двигуна. Кількісне регулювання застосовується у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням і запалюванням суміші від електричної іскри (карбюраторні й газові двигуни).

При другому способі регулювання залишається постійним кількість повітря, що надходить у циліндр, але міняється кількість палива, що приводить до зміни коефіцієнта надлишку повітря α , а отже, теплоти згоряння горючої суміші й потужності, що розвиває двигун. Цей спосіб регулювання називається якісним регулюванням і застосовується у двигунах із внутрішнім сумішоутворенням (дизелях). У таких двигунах змінюється кількість палива, що вприскується через форсунку, і цим регулюється кількість теплоти, що виділяється при згорянні, і відповідно потужність двигуна. Через те що кількість повітря, яке надходить у циліндр, зі зміною навантаження не міняється, при якісному регулюванні тиск впуску p_a , тиск стиску p_c і температура наприкінці стиску T_c при постійному числі обертів залишаються незмінними, що досить важливо для дизелів.

Значна зміна складу горючої суміші при якісному регулюванні обумовлює неможливість його застосування у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням, тому що зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря для зменшення потужності збідніння горючої суміші приводить до зменшення швидкості згоряння й погіршення економічності двигуна. При занадто збідненій суміші з'являються пропуски запалювання, робота двигуна стає нестійкою і можлива його зупинка.

Специфічні особливості утворення робочої суміші й процесу згоряння в дизелях визначають можливість швидкого запалення й повного згоряння палива при більших значеннях коефіцієнта надлишку повітря.

У газових двигунах застосовують так зване змішане регулювання, при якому використовуються переваги кількісного і якісного регулювання. При змішаному регулюванні збільшення або зменшення потужності в області великих навантажень виробляється шляхом зміни складу суміші в межах припустимих значень α , в області малих навантажень - шляхом зміни кількості суміші.

Автоматичне регулювання потужності для підтримки постійного числа обертів кожним із зазначених вище способів звичайно здійснюється за допомогою регуляторів числа обертів. Регулятор числа обертів автоматично управляє подачею горючої суміші або палива в циліндр на заданому швидкісному режимі роботи двигуна. За допомогою регулятора можна обмежувати максимальне число обертів двигуна, забезпечувати усталену роботу двигуна при мінімальному числі обертів холостого ходу й підтримувати заданий швидкісний режим незалежно від мінливого навантаження двигуна.

Для оцінки потужності й економічних показників двигуна при роботі його в різних умовах, користуються так званими характеристиками двигуна (Рис 9.1). Характеристикою двигуна називають залежність основних його показників роботи (потужності, обертового моменту, витрати палива й ін.) від режиму роботи. Такі характеристики визначаються дослідним шляхом за допомогою спеціальних установок - гальмових стендів.

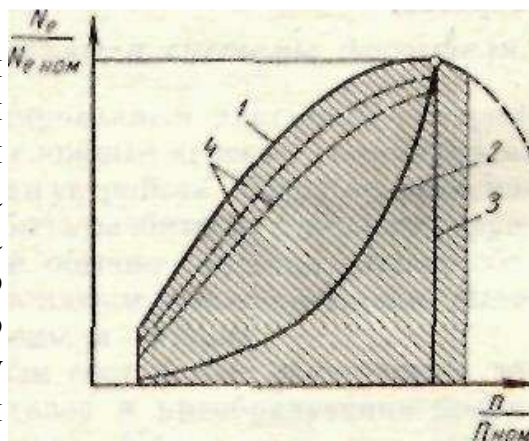


Рис. 9.1 - Характеристики двигунів внутрішнього згоряння:

1 - зовнішня швидкісна; 2 - характеризується навантаженням (середнім гвинтовим; 3 - навантажувальна; 4 - ефективним тиском p_e) і числом обертів n частковій швидкісній колінчастого вала. Характеристики, отримані при постійному положенні органів регулювання (незмінному положенні рейки паливного насоса або дросельної заслінки) і змінному числі обертів, називаються швидкісними характеристиками двигуна. Швидкісні характеристики, будують для різних положень органів регулювання.

Якщо швидкісна характеристика отримана при повній подачі палива або горючої суміші, то вона називається зовнішньою швидкісною характеристикою. Характеристики, зняті при роботі двигуна з неповною подачею, називаються частковими швидкісними характеристиками. Таким чином, будь-яка точка на зовнішній швидкісній характеристиці в робочому діапазоні числа обертів відповідає режиму повного навантаження двигуна.

Характеристики, отримані при постійному числі обертів, але при змінній потужності, називаються навантажувальними характеристиками. По навантажувальній характеристиці для заданого числа обертів

колінчастого вала можна визначити припустиму потужність двигуна, а також виявити економічність роботи двигуна при різних навантаженнях.

На рис. 9.1 надані характеристики й можливі режими роботи двигунів різного призначення. По осі абсцис відкладене відносне число

обертів $\frac{n}{n_{ном}}$ (відношення даного числа обертів до номінального), а

по осі ординат – відносна потужність $\frac{n_e}{n_{е ном}}$

(відношення даної потужності до номінального).

Для транспортного двигуна можливі всі режими, що лежать усередині площі, обмеженою знизу віссю абсцис, зверху - зовнішньою швидкісною характеристикою 1, ліворуч - мінімальним й праворуч - гранично припустимим числами обертів. Для стаціонарних двигунів робочі режими при заданому числі обертів можуть бути зображені вертикальною лінією від осі абсцис до зовнішньої швидкісної характеристики.

При передачі потужності двигуна на гвинт, що обертається в середовищі постійної щільності, звичайно приймають, що потужність, яка поглинається гвинтом, пропорційна кубу числа обертів, тобто

$N_e = an^3$. Сталі робочі режими визначаються кубічною параболою - гвинтовою характеристикою 2, обмеженою максимальною потужністю при номінальному числі обертів і мінімальною потужністю при мінімально стійкому числі обертів.

Список літератури

1. Жележко Б.Е. и др.. Термодинамика, теплоотдача и двигатели внутреннего сгорания. – Минск: Высшая школа., 1985 – 271с.
2. Мартыненко В.И. и др. Теплотехника энергетических установок. – МО СССР, 1977 – 243с.
3. Орлина А.С. и др. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. М. «Машиностроение»., 1970 – 381с.

ЗМІСТ

	Вступ	3
1	Паливо для двигунів.....	7
1.1	Газоподібне паливо.....	8
1.2	Рідинне паливо.....	9
1.3	Детонаційна стійкість.....	10
1.4	Схильність до запалення.....	11
1.5	Згоряння палива.....	12
2	Закони термодинаміки. Основні термодинамічні поняття	13
2.1	Внутрішня енергія.....	13
2.2	Теплота і робота.....	14
2.3	Теплоємність газів.....	15
2.4	Ентальпія газу.....	17
2.5	Перший закон термодинаміки.....	17
2.6	Ентропія.....	18
2.7	Другий закон термодинаміки.....	20
3	Зовнішнє й внутрішнє сумішоутворення.....	20
4	Чотиритактні двигуни.....	23
4.1	Чотиритактний цикл.....	25
5	Двотактні двигуни.....	27
6	Основні схеми з'єднання поршневого двигуна з компресором і турбіною.....	33
6.1	Класифікація двигунів внутрішнього згоряння	36
7	Індикаторна діаграма.....	36
7.1	Середній індикаторний тиск й індикаторна потужність.....	39
8	Механічні втрати й ефективна потужність.....	41
8.1	Коефіцієнти корисної дії.....	43
8.2	Підвищення питомої потужності двигунів.....	45
9	Регулювання й характеристики двигунів.....	48
	Список літератури	53

Навчальне видання

**Далека Василь Хомич,
Зубенко Денис Юрійович**

Конспект лекцій

з дисципліни

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Частина I

(для студентів 4 курсу всіх форм навчання
за напрямом підготовки 6.050702 «Електромеханіка»)

Відповідальний за випуск *М. А. Голтв'янський*

Редактор *Д. Ф. Курильченко*

План 2008, поз. 92 Л

Підп. до друку 13.03.2008

Формат 60×84 1/16

Друк на ризографі

Ум. друк. арк. 3,2

Тираж 100 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 731 від 19.12.2001